



**ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE  
TELECOMUNICACIÓN**

**Titulación:**

**INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO**

**Título del proyecto:**

**“BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL”**

**IVAN EZCURDIA RAZQUIN  
VANESA ESTREMERÁ CARRERA**

**Pamplona, junio 2013**



# ÍNDICE

1. MEMORIA
2. CÁLCULOS Y ANEXOS
3. PLANOS
4. PLIEGO DE CONDICIONES
5. PRESUPUESTO
6. BIBLIOGRAFÍA



**ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE  
TELECOMUNICACIÓN**

**Titulación:**

**INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO**

**Título del proyecto:**

**“BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL”**

**MEMORIA**

**IVAN EZCURDIA RAZQUIN**

**VANESA ESTREMERÁ CARRERA**

**Pamplona, junio 2013**



# INDICE

## INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN .....	9
OBJETO DEL PROYECTO .....	10
ANTECEDENTES .....	10
ESTRUCTURA DEL PROYECTO .....	12

## MAGNITUDES O CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES QUE DEFINEN EL BRAZO MECÁNICO

IDEAL DEL PROYECTO.....	14
CINEMATICA A LA INVERSA.....	14
CONDICIONES DE DISEÑO .....	15
COMPONENTES DE LA MÁQUINA.....	15
ALTERNATIVAS .....	17
1. ALTERNATIVAS EN LA COMPOSICIÓN DE LA MÁQUINA.....	17
1.1. Primera alternativa.....	17
1.2. Segunda alternativa.....	17
2. ALTERNATIVAS EN LA RECOGIDA Y CARGA DE LAS CAJAS.....	18
2.1. Primera alternativa.....	18
2.2. Segunda alternativa.....	19
2.2.1. BRAZO MECÁNICO ARTICULADO SIN APLICAR EL MECANISMO DE EXTENSIÓN EN SU MUÑECA .....	19
2.2.2. BRAZO MECÁNICO ARTICULADO APLICANDO EL MECANISMO DE EXTENSIÓN EN SU MUÑECA.....	20
3. ANÁLISIS DE LAS alternativaS DE DISEÑO SEGÚN SUS FUNCIONES DE CARGA Y DESCARGA DE CAJAS .....	20
4. ELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN.....	21
4.1. ELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN DE LA COMPOSICIÓN DE LA MÁQUINA .....	21
4.2. ELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN DE RECOGIDA Y CARGA DE LAS CAJAS .....	21



# ANÁLISIS DINÁMICO DEL BRAZO MECÁNICO

ANÁLISIS DINÁMICO.....	22
Análisis cinemático.....	22
1. MECANISMO BIELA-MANIVELA.....	22
2. DEFINICIÓN DE LA POSICIÓN DE CADA PUNTO DE LA TRAYECTORIA DEL BRAZO MECÁNICO.....	24
2. SINTESIS DE POSICIÓN DEL MECANISMO GENERAL.....	25
3. Síntesis de la curva del primer eslabón. POSICIONES SINGULARES.....	27
3. CAPACIDAD ESPACIAL ALCANZABLE DEL BRAZO MECÁNICO.....	27
4. ESPACIO DE TRABAJO .....	28
5. TRAYECTORIA TOMADA POR EL BRAZO .....	29
5.1. TIPO DE TRAYECTORIA SEGUIDA POR EL BRAZO .....	29
5.1.1. TRAYECTORIAS PUNTO A PUNTO .....	29
5.1.1.1. MOVIMIENTO EJE A EJE .....	29
5.1.1.2. Movimiento SIMULTÁNEO de ejes:.....	29
5.1.2. TRAYECTORIAS COORDINADAS O ISÓCRONAS .....	30
5.1.3. TRAYECTORIAS CONTINUAS .....	30
5.2. ELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN DE TIPO DE TRAYECTORIA.....	31
5.3. TRAYECTORIA DESEADA DEL ELEMENTO TERMINAL.....	31
5.3.1. Primera trayectoria.....	31
5.3.2. Segunda trayectoria.....	34
5.3.3. tercera trayectoria .....	35
6. FUNCIONES TOMADAS POR EL BRAZO MECÁNICO EN SU TRAYECTORIA .....	37
7. APLICACIÓN DEL TEOREMA DE CHEBYCHEV .....	39
Análisis cinético.....	41
1. ANÁLISIS CINÉTICO DE VELOCIDADES .....	42
1.1. RESULTADOS .....	42
1.2. EXPRESIÓN GRÁFICA DE LOS RESULTADOS .....	42
2. ANÁLISIS CINÉTICO DE ACELERACIONES .....	43
2.1. RESULTADOS .....	43
2.2. EXPRESIÓN GRÁFICA DE LOS RESULTADO .....	44

# ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL BRAZO MECÁNICO

ANÁLISIS ESTRUCTURAL.....	45
1. ALTERNATIVAS DEL DISEÑO DEL BRAZO MECÁNICO.....	45
1.1. PRIMERA ALTERNATIVA .....	45
1.2. SEGUNDA ALTERNATIVA .....	46
1.3. ELECCIÓN DEL DISEÑO DEL BRAZO MECÁNICO.....	47



# ANÁLISIS ESTÁTICO DEL BRAZO MECÁNICO

ANÁLISIS ESTÁTICO.....	49
GRADOS DE LIBERTAD.....	49
ANÁLISIS GRÁFICO.....	49
ESTUDIO MEDIANTE EL PROGRAMA MARC MENTAT (MSC Software).....	50
1. ALTERNATIVAS DEL MATERIAL POR EL CUAL ESTARÁ COMPUESTO EL BRAZO MECÁNICO.....	51
1.1. ALUMINIO .....	51
1.1.1. PROPIEDADES .....	51
1.1.1.1. CARACTERÍSTICAS FÍSICAS .....	51
1.1.1.2. Características mecánicas .....	51
1.2. ACERO.....	52
1.2.1. PROPIEDADES .....	52
1.2.1.1. CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS Y TECNOLÓGICAS.....	52
2. FACTORES INFLUYENTES EN LA ELECCION DEL MATERIAL .....	54
2.1. FLECHA.....	54
2.2. DESPLAZAMIENTO .....	54
2.3. CANTIDAD DE MATERIAL.....	54
3. ANÁLISIS ESTÁTICO DE LOS ESLABONES DEL BRAZO MECÁNICO .....	54
3.1. ESLABÓN GRANDE .....	54
3.1.1. DESPLAZAMIENTO TOTAL .....	61
3.1.1.1. ALUMINIO .....	61
3.1.1.2. ACERO.....	62
3.1.1.3. CONCLUSIONES DE LA ELECCIÓN DE MATERIAL SEGÚN EL ANÁLISIS ESTÁTICO DE DESPLAZAMIENTO TOTAL .....	63
3.1.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y. FLECHA MAXIMA DEL BRAZO MECÁNICO ACERO.....	64
3.1.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X.....	66
3.1.4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z .....	67
3.1.5. REACCIONES EN EL EJE X.....	68
3.1.5.1. ESLABÓN DERECHO .....	69
3.1.6. REACCIONES EN EL EJE Y.....	70
3.1.6.1. ESLABÓN DERECHO .....	70
3.1.6.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	70
3.1.7. REACCIONES EN EL EJE Z .....	71
3.1.7.1. ESLABÓN DERECHO .....	71
3.1.7.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	72
3.1.8. COORDENADAS CILINDRICAS.....	72
3.1.8.1. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE RADIAL.....	72
3.1.8.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE TANGENCIAL.....	73
3.1.8.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE AXIAL .....	74
3.1.8.4. CONCLUSIONES DE LOS RESULTADOS DE LOS ESFUERZOS EN COORDENADAS CILINDRICAS .....	75
3.2. ESLABÓN PEQUEÑO .....	75



3.2.1. DESPLAZAMIENTO TOTAL ACERO.....	80
3.2.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y. FLECHA MAXIMA DEL BRAZO MECÁNICO ACERO.....	81
3.2.2.1. FLECHA DEL ESLABÓN CON ESPESOR DE 25 mm.....	81
3.2.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X.....	83
3.2.4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z.....	84
3.2.5. REACCIONES EN EL EJE X.....	85
3.2.5.1. ESLABÓN DERECHO.....	85
3.2.5.2. ESLABÓN IZQUIERDO.....	86
3.2.6. REACCIONES EN EL EJE Y.....	86
3.2.6.1. ESLABÓN DERECHO.....	86
3.2.6.2. ESLABÓN IZQUIERDO.....	87
3.2.7. REACCIONES EN EL EJE Z.....	87
3.2.7.1. ESLABÓN DERECHO.....	88
3.2.7.2. ESLABÓN IZQUIERDO.....	88
3.2.8. COORDENADAS CILINDRICAS.....	88
3.2.8.1. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE RADIAL.....	89
3.2.8.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE TANGENCIAL.....	89
3.2.8.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE AXIAL.....	90
3.2.8.4. CONCLUSIONES DE LOS RESULTADOS DE LOS ESFUERZOS EN COORDENADAS CILINDRICAS.....	91
3.3. BASE.....	92
3.2.1. DESPLAZAMIENTO TOTAL ACERO.....	97
3.2.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y. FLECHA MAXIMA DEL BRAZO MECÁNICO ACERO.....	98
3.2.2.1. FLECHA DEL ESLABÓN CON ESPESOR DE 25 mm.....	98
3.2.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X.....	100
3.2.4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z.....	101
3.2.5. REACCIONES EN EL EJE X.....	102
3.2.6. REACCIONES EN EL EJE Y.....	103
3.2.7. REACCIONES EN EL EJE Z.....	104

## ACCIONAMIENTOS O ACTUADORES DEL BRAZO MECÁNICO

INTRODUCCIÓN.....	106
FUNCIÓN de los ACTUADORES.....	106
CILINDROS HIDRÁULICOS.....	107
1. VÁLVULA DE TRES VÍAS.....	108
2. TRANSFERENCIA DE MOVIMIENTO ENTRE LA BASE Y EL ESLABÓN PEQUEÑO (CILINDRO HIDRÁULICO 1).....	109
2.1. CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO.....	109
2.1.1. LADO DE MOVIMIENTO IZQUIERDO.....	110
2.1.2. LADO DE MOVIMIENTO DERECHO.....	111
2.2. ELECCIÓN DE LA CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO.....	111
2.3. ELECCIÓN DEL TIPO DE CILINDRO HIDRÁULICO.....	111
2.3.1. Cilindros de doble efecto, serie RR.....	112



2.4. COLOCACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO .....	114
3. TRANSFERENCIA DE MOVIMIENTO ENTRE EL ESLABÓN GRANDE Y EL ESLABÓN PEQUEÑO (CILINDRO HIDRÁULICO 2).....	114
3.1. CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO.....	114
3.1.1. LADO DE MOVIMIENTO IZQUIERDO .....	115
3.1.2. LADO DE MOVIMIENTO DERECHO.....	116
3.2. ELECCIÓN DE LA CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO .....	117
3.2.1. ELECCIÓN DEL TIPO DE CILINDRO HIDRÁULICO.....	117
3.2.2. Cilindros de doble efecto, serie RR .....	118
3.4. COLOCACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO .....	120
4. TRANSFERENCIA DE MOVIMIENTO ENTRE EL ESLABÓN PEQUEÑO Y LA PINZA O MANO (CILINDRO HIDRÁULICO 3).....	120
4.1. CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO.....	120
4.1.1. LADO DE MOVIMIENTO IZQUIERDO .....	121
4.1.2. LADO DE MOVIMIENTO DERECHO .....	124
4.2. ELECCIÓN DE LA CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO .....	125
4.3. ELECCIÓN DEL TIPO DE CILINDRO HIDRÁULICO.....	125
4.3.1. Cilindros de doble efecto, serie RC .....	126
4.4. COLOCACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO .....	128
5. CILINDRO HIDRÁULICO EXTENSIBLE EN LA MUÑECA (CILINDRO HIDRÁULICO 4) .....	128
5.1. CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO.....	129
5.2. ELECCIÓN DEL TIPO DE CILINDRO HIDRÁULICO.....	129
5.2.1. Cilindros de doble efecto, serie RR .....	129
5.3. COLOCACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO .....	131
RODAMIENTOS .....	131
1. Características y clasificación.....	131
2. CRITERIO DE SELECCIÓN.....	131
3. Tipos de cojinetes .....	132
4. RODAMIENTOS APROPIADOS PARA EL BRAZO MECÁNICO.....	133
4.1. TIPOS DE RODAMIENTOS .....	133
4.1.1. Rodamientos de AGUJAS .....	133
4.1.2. Rodamientos de BOLAS a rótula .....	134
4.1.3. Rodamientos de RODILLOS ESFÉRICOS.....	134
4.1.4. Rodamientos de RODILLOS CILINDRICOS .....	135
4.2. RODAMIENTOS EN LAS UNIONES .....	135
4.3. ELECCIÓN DEL TIPO DE RODAMIENTO PARA EL BRAZO MECÁNICO .....	136
4.4. RODAMIENTOS EN LAS UNIONES .....	136
4.4.1. Rodamiento EN LA UNIÓN DE LA MUÑECA .....	136
4.4.1.1. Rodamiento NJ 202 ECP .....	137
4.4.2. Rodamiento EN LA UNIÓN DEL CODO .....	138
4.4.2.1. ESLABÓN DERECHO .....	138
4.4.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	138
4.4.2.3. Rodamiento NJ 306 ECJ.....	139
4.4.3. Rodamiento EN LA UNIÓN DEL HOMBRO .....	139
4.4.3.1. ESLABÓN DERECHO .....	140
4.4.3.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	140
4.4.3.3. Rodamiento NJ 2208 ECJ.....	140





4.5. REACIONES SOPORTADAS POR LOS RODAMIENTOS .....	141
4.5.1. REACCIONES DEL RODAMIENTO DE UNIÓN DE LA MUÑECA ....	141
4.5.1.1. REACCIONES RADIALES.....	141
4.5.1.1.1. ESLABÓN DERECHO .....	141
4.5.1.1.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	142
4.5.1.2. REACCIONES AXIALES .....	142
4.5.1.2.1. ESLABÓN DERECHO .....	142
4.5.1.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	142
4.5.2. REACCIONES DEL RODAMIENTO DE UNIÓN DEL CODO .....	142
4.5.2.1. REACCIONES RADIALES.....	142
4.5.2.1.1. ESLABÓN DERECHO .....	142
4.5.2.1.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	142
4.5.2.2. REACCIONES AXIALES .....	142
4.5.2.2.1. ESLABÓN DERECHO .....	142
4.5.2.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	142
4.5.3. REACCIONES DEL RODAMIENTO DE UNIÓN DEL HOMBRO .....	143
4.5.3.1. REACCIONES RADIALES.....	143
4.5.3.1.1. ESLABÓN DERECHO .....	143
4.5.3.1.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	143
4.5.3.2. REACCIONES AXIALES .....	143
4.5.3.2.1. ESLABÓN DERECHO .....	143
4.5.3.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	143
4.6. LUBRICACIÓN .....	143
4.6.1. FUNCIÓN.....	143
4.6.2. DEFINICIÓN DE GRASA.....	144
4.6.3. LUBRICACIÓN DE LOS RODAMIENTOS .....	144
4.6.4. TIPO DE LUBRICANTE UTILIZADO EN EL ENGRASE DE LOS RODAMIENTOS .....	144
4.6.5. CÁLCULOS A FATIGA.....	145
4.6.5.1. RODAMIENTO COLOCADO EN LA UNIÓN DE LA MUÑECA DEL BRAZO MECÁNICO.....	145
4.6.5.2. RODAMIENTO COLOCADO EN LA UNIÓN DEL CODO DEL BRAZO MECÁNICO.....	147
4.6.5.3. RODAMIENTO COLOCADO EN LA UNIÓN DEL HOMBRO DEL BRAZO MECÁNICO.....	148
CORONA DE ORIENTACIÓN .....	150
1. CARACTERÍSTICAS DE LA CORONA DE ORIENTACIÓN.....	152
ELEMENTO TERMINAL, PINZA O MANO DEL BRAZO MECÁNICO.....	153
1. CARACTERÍSTICAS DEL ELEMENTO.....	153
2. FUNCIONAMIENTO .....	153
MOTORES .....	154
1. MOTOR PARA ACCIONAR LA CORONA DE ORIENTACIÓN.....	154
1.1. MOTOR SIEMENS 1LA5 206 - 2YA80 .....	155
1.2. SERVO-REDUCTOR PLANETARIO WITTENSTEIN SP+140 DE DOS ETAPAS .....	155
2. MOTOR PARA ACCIONAR LAS GUÍAS DE LA PLATAFORMA.....	156
2.1. MOTOR SIEMENS 1LA5 184 - 2YA80 .....	157



2.2. SERVO-REDUCTOR PLANETARIO WITTENSTEIN SP+60 DE UNA ETAPAS .....	157
--	-----

## PLATAFORMA

INTRODUCCIÓN .....	159
ANTECEDENTES .....	160
OBJETIVOS .....	163
ANÁLISIS ESTÁTICO .....	163
1. ESTUDIO MEDIANTE EL PROGRAMA MARC MENTAT (MSC Software) .....	163
1.2. MATERIAL POR EL CUAL ESTARÁ COMPUESTO EL BRAZO MECÁNICO .....	164
1.2.1. ACERO .....	164
1.2.1.1. PROPIEDADES .....	164
1.2.1.1.1. CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS Y TECNOLÓGICAS .....	164
2. PERFIL POR EL QUE ESTARÁ FORMADA LA PLATAFORMA .....	166
3. FACTORES A CUMPLIR POR EL MATERIAL DE LA PLATAFORMA .....	168
3.1. FLECHA .....	168
3.2. DESPLAZAMIENTO .....	168
3.3. CANTIDAD DE MATERIAL .....	168
4. ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA PLATAFORMA .....	169
4.1. DESPLAZAMIENTO TOTAL .....	173
4.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z. FLECHA MÁXIMA DEL BRAZO MECÁNICO .....	174
4.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X .....	176
4.4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y .....	177
4.5. TENSIÓN MÁXIMA EN CADA PUNTO DE LA PLATAFORMA .....	178
GUÍAS LINEALES .....	179
1. INTRODUCCIÓN .....	179
2. VENTAJAS Y CARACTERÍSTICAS DE LAS GUÍAS LINEALES .....	179
3. SELECCIÓN DE LAS GUÍAS LINEALES .....	180
4. ELECCIÓN FINAL Y CARACTERÍSTICAS DE LA GUÍA LINEAL .....	182
HUSILLO .....	182
UNIÓN DE LA PLATAFORMA MÓVIL Y EL BRAZO MECÁNICO .....	184

## SOLUCIÓN FINAL

RESUMEN .....	188
CONCLUSIONES .....	190
SOLUCIÓN GRÁFICA .....	191



# INTRODUCCIÓN

## INTRODUCCIÓN

Una de las temáticas clásicas del área de la ingeniería mecánica, energética y de materiales es en concreto el de diseño de máquinas.

El campo que recorre diseño de maquinaria es muy amplio y se desarrolla junto al desarrollo de la tecnología. Según se va desarrollando la tecnología las máquinas son mucho más eficientes y eficaces e incluso, se les van añadiendo diferentes aplicaciones que completen la máquina.

Dentro del diseño de maquinaria, en este proyecto se centrará en el cálculo y diseño de un mecanismo a través de una trayectoria la cual debe seguir para cumplir su función para la cual ha sido diseñado.

Dentro de este campo también se podría hablar de los temas de robótica y automatismos. Estos mecanismos o máquinas pueden seguir una trayectoria la cual la repitan continuamente. Por tanto, se podrían automatizar este tipo de mecanismos o máquinas y así poder hacerlo funcionar sin ningún tipo de ayuda humana. A este tipo de máquinas que se mueven sin ninguna ayuda humana se les denomina robots.

Este proyecto se centrará más en el diseño del mecanismo o de la máquina que en los temas de robótica y automatización. Es decir, el proyecto se centrará en la parte mecánica de la máquina. Estos dos últimos temas citados aunque no vayan a ser estudiados son posibilidades que puede incorporar la máquina para ser mejorada.

En este proyecto intentaremos analizar los aspectos estáticos y dinámicos de la máquina para ver su comportamiento y saber la posición de cada punto de ella en cada momento.

## **OBJETO DEL PROYECTO**

Este proyecto se basa en la creación de un mecanismo capaz de coger cualquier tipo de carga de un almacén y poder desplazarla hasta el remolque de unos camiones, que estarán destinados a distribuir dicha mercancía, para poder cargarlos. Este proyecto tiene unos objetos principales y otros secundarios.

Por un lado, los objetivos principales de este proyecto son los siguientes:

En primer lugar, como he comentado antes, poder hacer un desplazamiento de una carga cualquiera fácil y eficazmente mediante un mecanismo adecuado. El mecanismo que más se adecúa a esta función sería un brazo el cual pueda hacer cualquier desplazamiento en el espacio y no tenga ninguna restricción de movimiento.

En segundo lugar, otro objetivo principal sería la capacidad de poder cargar camiones del mecanismo. Por tanto, este mecanismo tendrá que ser capaz de adentrarse en los remolques de los camiones para así poder dejar la carga transportada en él para poder ser distribuida mediante los camiones.

Por lo tanto, otro objetivo de esta máquina será el de conseguir un mecanismo lo suficientemente ligero para facilitar su movimiento, el cual sea capaz de soportar las cargas que serán trasladadas de un punto a otro del almacén. Esto va directamente unido con la elección del material de dicha máquina que será escogida atendiendo a la característica anterior. Otra propiedad a atribuir a esta máquina sería la de ser compacta para así poder ser trasladada fácilmente para ser montada después en el almacén. Finalmente, el material a elegir deberá ser lo más económico posible para que cualquier empresa sea capaz de obtenerlo. El material que más se adecúa a estas características serán los materiales livianos que son ligeros pero tiene alta dureza.

El uso de este mecanismo está destinado principalmente a almacenes, aunque también podría ser utilizado en plantas de cualquier fábrica que ayude al desplazamiento de cualquier carga por toda la planta. Por tanto, en este proyecto este mecanismo estará centrado en labores de un almacén, pero como antes he comentado puede ser válido para otros campos que tengan el mismo fin.

Por otro lado, los objetivos secundarios de este proyecto son los siguientes:

Con el uso de este mecanismo se puede conseguir la automatización de varios movimientos repetitivos que pueden ser los de coger la mercancía de un lado del almacén, llevarlo a través de él hasta que se carguen los camiones que distribuyen esta mercancía. Por tanto, mediante este mecanismo podríamos automatizar estos movimientos mediante un brazo robótico que los haga.

Este mecanismo deberá soportar grandes cargas y así poder usarlo para cualquier carga de trabajo.

## **ANTECEDENTES**



Para ver que antecedentes tiene este tipo de máquinas las cuales han ido desarrollándose poco a poco hasta alcanzar un mejor nivel de trabajo, se observará sus funciones y la forma de uso que se tiene de ellas. La gran mayoría de los trabajos que ejecutan este tipo de maquinarias son trabajos que sin necesidad de ayuda humana que son capaces de completar un trabajo que podría desempeñar uno o un grupo de seres humanos. Por tanto, a estos dispositivos se les denomina robots.

Por tanto, nos centraremos en el desarrollo de la robótica a lo largo de su historia, puesto que estas máquinas son diseñadas para que se utilicen de manera que carezca de trabajo humano por cualquiera que sea la razón.

En 1920, Karel Capek empleó por primera vez la palabra checa “robot” (“trabajo tedioso” en español) en una obra de teatro en Londres, para referirse a un humanoide mecánico (no biológico). Esta palabra se exportó rápidamente a casi todos los idiomas a casi todos los idiomas del mundo.

En el año 1938, los americanos Willard Pollard y Harold Roselund fabrican la primera máquina para pintar con spray.

En el año 1942, Isaac Asimov publica las tres leyes de la robótica. Leyes que marcan la supeditación de los robots a la voluntad humana. Las tres leyes son las siguientes:

1. Primera ley: Un robot no puede hacerle daño a un ser humano, ni por omisión, permitir que un ser humano sufra daño.
2. Segunda ley: Un robot debe obedecer a un ser humano siempre que sus órdenes no contradigan la Primera Ley.
3. Tercera ley: Un robot debe proteger su propia existencia siempre y cuando dicha protección no interfiera con la Primera o Segunda Ley.

En el año 1951, Raymond Goertz diseña el primer brazo mecánico manejado a distancia para la Comisión de la Energía atómica. La supremacía de los tanques en la Segunda Guerra Mundial puso de manifiesto la necesidad de llevar la revolución industrial del siglo XIX al ejército.

En el año 1954, George Devol diseña el primer robot programable comercial. Este robot se comercializaría a partir de 1961 y se llamó “Versatran”. Y más tarde el Sr Devol fundaría la primera empresa robótica de la historia llamada “Unimarion”

En el año 1959, se funda el Artificial Intelligence Laboratory en el MIT. El MIT ha sido la piedra angular en la robótica universitaria durante el siglo XX. Y en el año 1965, se funda el Robotics Institute en la “Carnegie” Mellon University. Estos dos laboratorios de desarrollo robóticos son los más importantes construidos hasta la época.

En el año 1973, aparece el primer robot controlado por un miniordenador. El robot es el “T3”. Los miniordenadores de aquella época pesaban más de 30 kilos.

En el año 1974, había 3500 robots en uso en el mundo. Y en 1976, el robot de la nasa “Viking II” aterriza en Marte. Este robot disponía de un brazo robótico articulado. Por ese



“boom” en la creación de robots en el año 1978, empiezan a surgir numerosas empresas dedicadas a la fabricación de robots para la industria.

En el año 1986, Honda, empresa japonesa, inicia un proyecto para construir un robot humanoide, pero su evolución y sus numerosos problemas se mantienen en secreto. Por ello, muchos científicos consideran que Honda no lograría su objetivo. Pero en 1997, Honda presenta el P3 que es un enorme robot humanoide. Cuando los resultados se hicieron públicos muchos investigadores que trabajaban en proyectos similares se quedaron atónitos al ver como sus proyectos quedaban a años luz de los resultados obtenidos por Honda.

En el año 1999, Sony lanza un perro robot llamado “Aibo” y en el año 2000, Sony también presenta un pequeño humanoide llamado “Robodex 2000”. Mientras los EEUU miran a sus robots en Marte, Japón mira a sus robots a la cara. Cada uno en su terreno es el rey de la robótica.

En el año 2003, Qrio, robot humanoide de Sony, se convierte en el primer humanoide comercial completamente autónomo capaz de correr. Honda sería el primero en caminar, pero Sony el primero en correr.

## **ESTRUCTURA DEL PROYECTO**

Este proyecto estará organizado en 6 partes las cuales harán un análisis mecánico profundo y completo de la máquina a estudiar:

**2. MAGNITUDES O CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES QUE DEFINEN EL BRAZO MECÁNICO:** En este apartado se explicará cómo será el brazo mecánico, su forma, sus partes apreciables, sus funciones... generalizadas. Por tanto, se hará una visión general de él y así poder tener una idea general que ayude a seguir apartados más específicos o detallados. Se plantearán también las diferentes alternativas que se pueden tomar al diseñar el brazo.

**3. ANÁLISIS DINÁMICO DEL BRAZO MECÁNICO:** En este apartado se analizará completamente el brazo mecánico en el momento en el que tengamos un movimiento de la él y por tanto, de una o alguna de las partes del mismo. Por lo tanto, se harán los correspondientes cálculos de fuerzas y trayectorias que debe soportar el brazo. Dentro de este apartado se aparecerán dos análisis en los que se basa el análisis dinámico: análisis cinético y análisis cinemático.

**4. ANÁLISIS ESTÁTICO DEL BRAZO MECÁNICO:** En este apartado se analizará completamente el brazo mecánico en el momento en el que no tengamos ningún movimiento de él ni de ninguna parte del mismo. Por lo tanto, se harán los correspondientes cálculos poniendo atención a todas las cargas o fuerzas que aparezcan en ese momento.

**5. ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL BRAZO MECÁNICO:** En este apartado se analizará completamente el brazo mecánico en su estructura física. A partir de los cálculos hechos en apartados anteriores calcularemos los materiales y las piezas que debe incorporar el brazo para que sea capaz de soportar todas las fuerzas que pueden afectarle en cualquier



momento haciendo todo tipo de hipótesis de estados en los que se puede encontrarse sus alrededores.

6. ACCIONAMIENTOS O ACTUADORES DEL BRAZO MECÁNICO: En este apartado se estudiará las diferentes opciones que hay de mover cualquier parte del brazo mecánico para lograr cualquier movimiento o trayectoria que se quiera. Se decidirá según sus ventajas y desventajas cuál de ellas será mejor para accionar cada una de las partes que compone el brazo.

7. PLATAFORMA: Se hará un estudio general de la plataforma que transportará a la máquina en todo su conjunto y será la que dará movilidad a la máquina. Se hará un pequeño análisis estático de ella y se estudiarán las guías que se encargarán de mover la máquina.

8. SOLUCIÓN FINAL: Se mostrará la solución final de la máquina mediante imágenes. Se hará un pequeño resumen y se sacarán las conclusiones necesarias del proyecto.

# MAGNITUDES O CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES QUE DEFINEN EL BRAZO MECÁNICO

## IDEAL DEL PROYECTO

Este proyecto tiene el objeto de crear una máquina capaz de mover cajas de un almacén de un sitio a otro. Esta máquina también tiene que ser capaz de llegar a cualquier sitio del almacén en el que se encuentren esas cajas y poder moverlas hasta los camiones que entren al almacén para poder cargarlos mediante el brazo. La siguiente imagen puede dar una visión general de la máquina que se quiere diseñar.

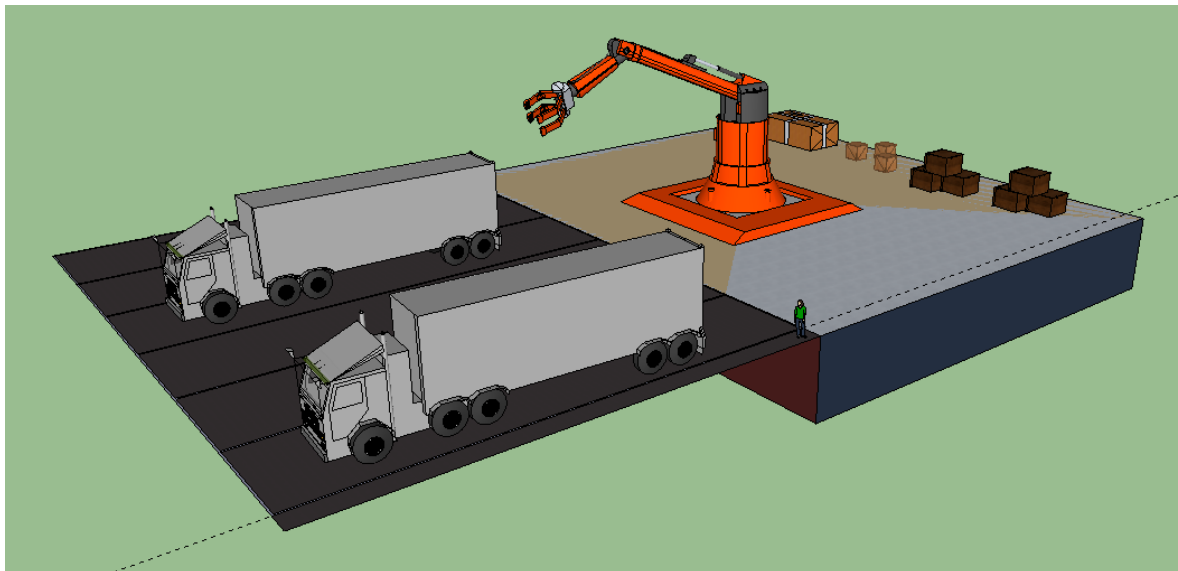


Figura 1: Ideal del proyecto.

## CINEMATICA A LA INVERSA

En Robótica, la Cinemática inversa (IK) es la técnica que permite determinar el movimiento de una cadena de articulaciones para lograr que un actuador final se ubique en una posición concreta. En este caso lo que se quiere lograr es que el elemento terminal de un brazo mecánico articulado sea capaz de llegar a unos puntos concretos en los que debe realizar una función. Por tanto, al principio se fijarán estos puntos por los que tiene que pasar obligatoriamente. Después de haberlos fijado, se diseñara una trayectoria la cual sea capaz de llegar a estos puntos y pueda ser descrita mediante ecuaciones matemáticas y así poder definirlo en un diagrama cartesiano mediante sus coordenadas.

Una figura articulada consta de un conjunto de segmentos rígidos conectados mediante articulaciones. Los múltiples ángulos que pueden adoptar estas articulaciones permiten un número indefinido de configuraciones o posiciones de la figura. La



solución al problema cinemático inverso consiste en encontrar los valores que deben adoptar las coordenadas articulares del brazo mecánico articulado para que su extremo se posicione y oriente según una determinada configuración deseada. En general no existe una solución única para este problema, incluso puede no existir. La búsqueda de la solución suele realizarse mediante el uso de técnicas numéricas iterativas como por ejemplo Método de Newton. Esto puede resultar en cálculos lentos, por lo que habitualmente en una implementación real se acota el tiempo máximo (o iteraciones) que debe realizar el algoritmo de búsqueda. En otros casos, para mecanismos con pocos grados de libertad, existen soluciones analíticas mediante el uso de métodos geométricos, que consisten en la utilización de las relaciones trigonométricas y la resolución de los triángulos formados por los elementos y articulaciones del brazo. En este caso, se utilizara la segunda técnica como se verá más adelante.

## CONDICIONES DE DISEÑO

La máquina que se quiere construir para hacer la labor comentada en el apartado 2.1 y tiene unos datos de partida que deberá cumplir que son los siguientes:

- ✓ Estanterías de 30 metros de longitud.
- ✓ Baldas 1 metro de altura.
- ✓ Las cajas estarán colocadas a 1 metro de distancia entre ellas.

## COMPONENTES DE LA MÁQUINA

Para lograr esta máquina, ésta estará formada por un elemento principal que será un brazo mecánico articulado el cual se encargará de cumplir la función de trasladar las cajas de un lado a otro del almacén. Este elemento estará formado por diversos dispositivos:

○ Manipulador: Se le denomina manipulador al conjunto de elementos mecánicos que propician el movimiento de la pinza o de la mano. Dentro de este dispositivo se hallan los elementos motrices, engranajes y transmisores que soportan el movimiento de las cuatro partes que generalmente, suelen conformar un brazo mecánico:

- Base
- Cuerpo
- Brazo
- Antebrazo

Estos cuatro elementos relacionados entre sí mediante articulaciones, pueden ser giratorios, cuando el movimiento permitido es de rotación, o prismáticas, en las que existe un movimiento de translación entre los elementos que lo relacionan.

Las articulaciones o uniones que unen estos cuatro elementos son los siguientes:

- Unión del cuerpo (base - cuerpo)

- Unión hombro (cuerpo - brazo)
- Unión codo ( brazo - antebrazo)
- Unión muñeca (antebrazo - pinza / mano)

El número de elementos del brazo y articulaciones que los relacionan, determinan los grados de libertad del brazo mecánico. En este caso son 6 grados de libertad los cuales son: movimiento de translación en el eje x, en el eje y, en el eje z y movimiento giratorio respecto al eje x, eje y, eje z. El cálculo de grados de libertad se hará en el siguiente apartado, en el análisis estático del brazo mecánico.

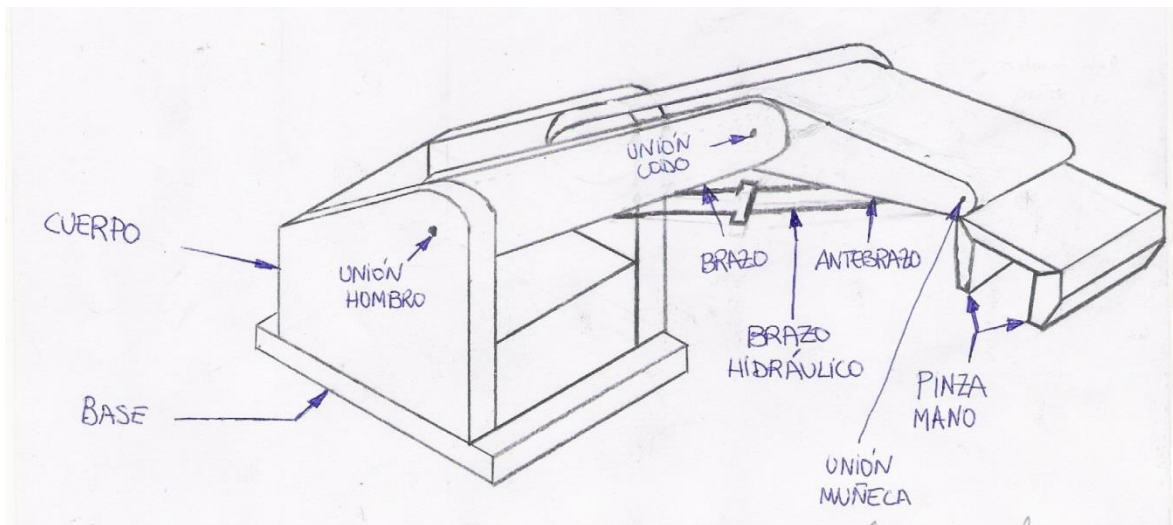


Figura 2: Componentes de la máquina.

- Controlador: Es el elemento que controla o regula el movimiento de los elementos del manipulador y todo tipo de acciones que se realizan.

En este caso se utilizará un controlador de posición en el que el controlador intervendrá en el elemento terminal que será la pinza o la mano. Este elemento actuará de modo que la pinza o mano deberá seguir unos puntos fijos que construirán una trayectoria previamente marcada. Por tanto, será un controlador continuo de trayectoria.

También habrá un controlador dinámico el cual tomará en cuenta las propiedades dinámicas del manipulador. Estos elementos suelen ser los motores y elementos asociados a él.

Por último, aparecerá un controlador adaptativo que se encargará de considerar la variación de las características del manipulador al variar la posición.

- Elemento motriz o actuador: Es el elemento encargado de producir el movimiento de las articulaciones directamente, o mediante cables o poleas. Hay diversos tipos de elementos motrices pero en este caso se utilizarán elementos motrices hidráulicos. Este tipo de elementos se utilizarán porque tienen una gran capacidad de carga y tienen la capacidad de regulación de velocidad de movimiento muy precisa.



- Elemento terminal: Es el elemento que se une a la muñeca del brazo mecánico con el objetivo de activarlo para realizar la función de recogida de cajas y carga de camiones.

## ALTERNATIVAS

### 1. ALTERNATIVAS EN LA COMPOSICIÓN DE LA MÁQUINA

Como se ha dicho antes esta máquina esta estará compuesta por un elemento principal que será el brazo mecánico. Pero como se quiere lograr una máquina capaz de llegar a cualquier sitio de un almacén y que pueda soportar grandes cargas para así lograr no excluir alguna caja o mercancía demasiado pesada que se quiera transportar. Por tanto, para intentar mejorar su capacidad de trabajo e intentar extenderla a cualquier trabajo ese mismo tipo se propondrán diferentes alternativas las cuales lograrán que la máquina sea mejorada.

#### 1.1. PRIMERA ALTERNATIVA:

Para mejorar el alcance del brazo mecánico articulado respecto a la largura del almacén (almacén demasiado largo), se le podría añadir bajo la base del manipulador del brazo, una plataforma la cual iría sobre unas ruedas para así poder extender su alcance a lo largo de todo el edificio. Por tanto, para que esto funcione se necesitarían unos carriles respecto al eje axial del almacén para que sirvan de guías para el movimiento de las ruedas.

#### 1.2. SEGUNDA ALTERNATIVA:

Para mejorar el problema del alcance del brazo mecánico articulado respecto a la altura del almacén (almacén demasiado alto), se le podría añadir bajo la base del manipulador del brazo, una especie de elevador para que la maquina pueda coger una altura mayor para poder alcanzar cualquier cosa que este fuera de su alcance por el problema de la altura y sea necesaria cogerla. Este elemento que tendrá la función de elevar la máquina será un pantógrafo que son los aparatos elevadores utilizados en estos casos.

Se podrían combinar ambas alternativas porque son totalmente compatibles la una con la otra y así poder mejorar el producto final y solucionar todos los problemas que le puedan surgir.

Por tanto, a continuación se analizará mediante una tabla las ventajas y desventajas que se pueden dar en estas alternativas propuestas anteriormente.

	VENTAJAS	DESVENTAJAS
PRIMERA ALTERNATIVA	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Máximo alcance eje axial del almacén.</li> <li>✓ Distribución adecuada de la mercancía en el camión adecuado.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Daña la estética del almacén.</li> <li>- Obstaculiza el paso de los operarios del almacén a lo ancho de él.</li> </ul>
SEGUNDA ALTERNATIVA	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Máximo alcance a lo largo de la altura del almacén.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Aparato demasiado sofisticado para solo usarlo como elevador del brazo.</li> </ul>

Tabla 1: Alternativas composición máquina.

## 2. ALTERNATIVAS EN LA RECOGIDA Y CARGA DE LAS CAJAS

### 2.1. PRIMERA ALTERNATIVA:

Para no tener el problema de que pueda ser peligroso meter la pinza o la mano del brazo articulado por las estanterías o dentro de los camiones se podría poner un aparato elevador junto a las estanterías y otro junto a los camiones con la ayuda de un dispositivo elástico como por ejemplo un muelle. Por tanto estos aparatos elevadores harán que el brazo articulado tenga trasladar las cajas del mismo punto al mismo punto y así facilitar la labor del brazo mecánico. Por un lado, el aparato elevador junto a la estantería se elevará hasta el nivel de altura de la estantería la cual queremos alcanzar. En la pared la cual quedará detrás de las estanterías aparecerá un dispositivo elástico que será un muelle el cual realizara la tarea de empujar cuidadosamente las cajas hasta que se asienten en la plataforma y así poder bajarlas siempre hasta el nivel del suelo. Por el otro lado, el aparato elevador junto a los camiones se elevará en cuanto la caja este encima de él hasta la altura del remolque para poder así poder cargar los camiones mediante el mismo método del uso del dispositivo elástico usado en las estantería, de forma más segura y cuidadosa.

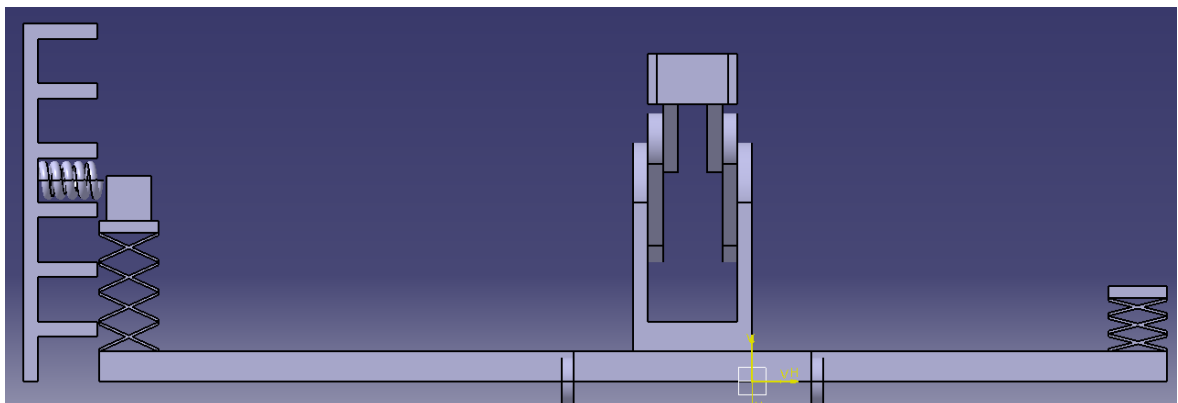


Figura 3: Primera alternativa.

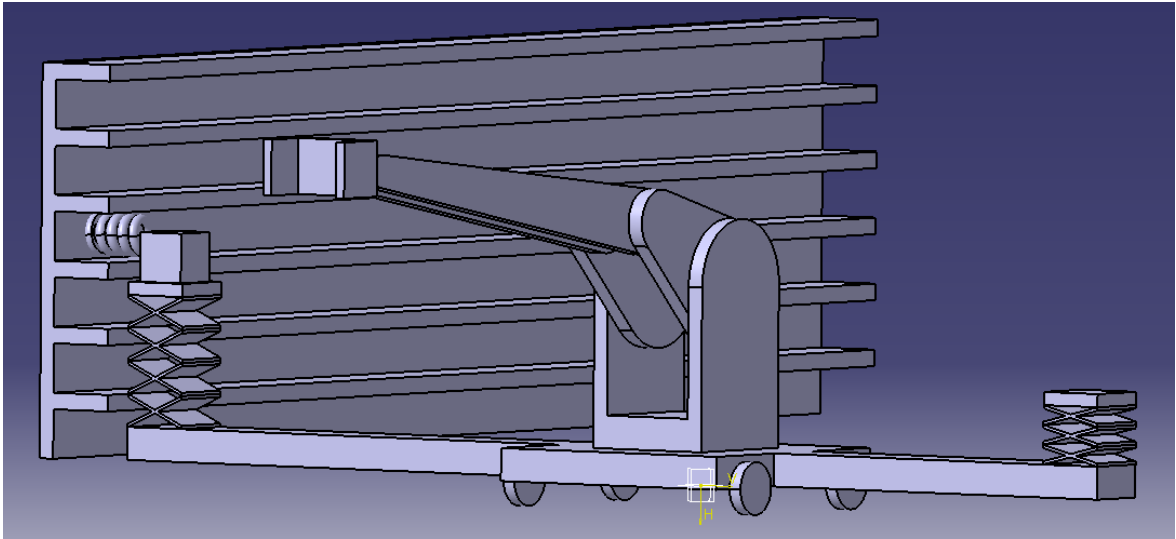


Figura 4: Primera alternativa.

## 2.2. SEGUNDA ALTERNATIVA:

Con el mismo propósito que en la primera alternativa se basará también en solucionar el problema de que pueda ser peligroso meter la pinza o la mano del brazo articulado por las estanterías o dentro de los camiones. Por tanto, para solventar ese problema se utilizaría un brazo el cual estaría compuesto por un elemento terminal que fuera extensible y así, poder entrar dentro de la estantería solamente mediante la mano o la pinza. Para insertar las cajas dentro del camión también se utilizará el mismo mecanismo, se colocará el brazo al lado del camión y mediante el elemento terminal que será extensible se introducirá solamente la mano o la pinza del brazo en el interior del camión.

### 2.2.1. BRAZO MECÁNICO ARTICULADO SIN APLICAR EL MECANISMO DE EXTENSIÓN EN SU MUÑECA

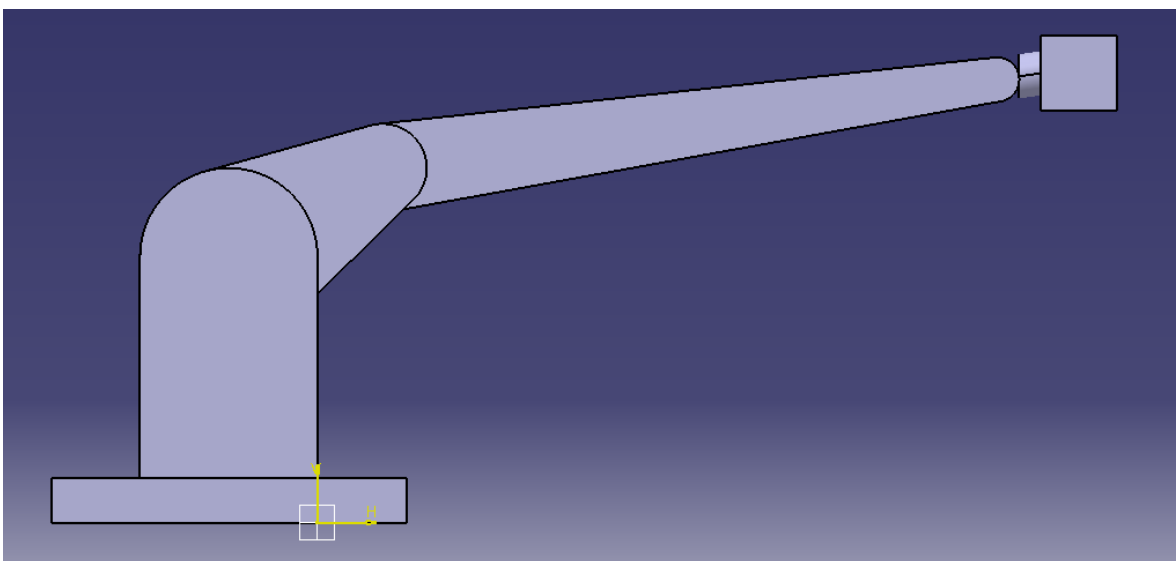


Figura 5: Segunda alternativa. Cilindro hidráulico sin extender.

## 2.2.2. BRAZO MECÁNICO ARTICULADO APLICANDO EL MECANISMO DE EXTENSIÓN EN SU MUÑECA

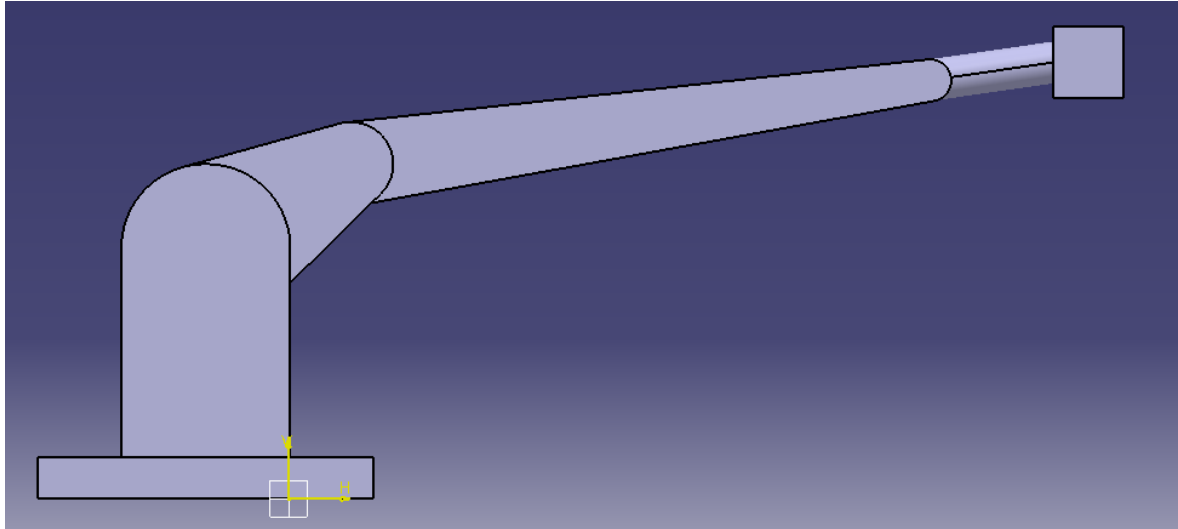


Figura 6: Segunda alternativa. Cilindro hidráulico extendido.

## 3. ANÁLISIS DE LAS ALTERNATIVAS DE DISEÑO SEGÚN SUS FUNCIONES DE CARGA Y DESCARGA DE CAJAS

	VENTAJAS	DESVENTAJAS
PRIMERA ALTERNATIVA	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Más cuidadoso y menos peligroso la recogida de cajas.</li> <li>✓ Más cuidadoso y menos peligroso la acción de carga de camiones.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Forma de coger las cajas de las estanterías bastante compleja.</li> <li>- Forma de cargar los camiones de cajas bastante compleja.</li> <li>- Demasiados dispositivos</li> <li>- Máquina final muy compleja</li> </ul>
SEGUNDA ALTERNATIVA	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Más cuidadoso y menos peligroso la recogida de cajas.</li> <li>✓ Más cuidadoso y menos peligroso la acción de carga de camiones.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Forma de coger las cajas de las estanterías bastante compleja.</li> <li>- Forma de cargar los camiones de cajas bastante compleja.</li> <li>- Máquina final no tan compleja</li> </ul>

Tabla 2: Alternativas según sus funciones de carga y descarga.

## 4. ELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN

### 4.1. ELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN DE LA COMPOSICIÓN DE LA MÁQUINA

En la elección de la composición final que tendrá la máquina la solución que se adoptará será la de componer una máquina formada por un brazo mecánico apoyado en una base y esta base irá apoyada en una plataforma móvil con ruedas que se moverá a lo largo del eje longitudinal del almacén. Por tanto, la máquina estará formada en dos partes.

Por un lado se diseñará un brazo mecánico capaz de llegar a cualquier punto del almacén de forma que en su dominio no se le pueda escapar ninguna caja o pieza que se deba recoger y transportarla a los camiones. Por tanto, se le elimina la aplicación que se había descrito en las alternativas del uso de un pantógrafo que el alcance de altura no hubiese sido limitado e insuficiente.

Por otro lado a la máquina se le insertará una plataforma con unas guías lineales las cuales harán que la máquina se pueda mover a lo largo del eje longitudinal del almacén sobre unos carriles. Esto amplificará el alcance de la máquina sobre el eje anteriormente mencionado del almacén.

### 4.2. ELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN DE RECOGIDA Y CARGA DE LAS CAJAS

En la elección de la forma más apropiada de la recogida de cajas de las estanterías y de la carga ellas en los camiones la solución que se adoptará será la de lograr un brazo que sea extensible por las siguientes razones.

Por un lado, al crear un brazo mecánico extensible, es decir que la unión de la muñeca este diseñado por un dispositivo el cual pueda alargarse para así poder hacer que la pinza o la mano del brazo mecánico sea capaz de llegar a puntos más alejados en el espacio. Por ejemplo, al entrar la mano o la pinza en el remolque del camión se podrá alargar o extender el brazo mecánico y así sin hacer ningún movimiento o cambio de posición de los eslabones por los que está creado el brazo, podremos llegar a puntos más alejados y mejorar su alcance.

Por otro lado, al ser el brazo mecánico extensible, se podrá introducir y sacar la pinza o la mano del brazo mecánico mucho más fácilmente que sin ella y así, disminuir la peligrosidad de daño que puede crear el movimiento del eslabón final al introducir también parte de ella dentro de la estantería.

Por último, la adición de este dispositivo que haga al brazo mecánico ser extensible hace que el dispositivo no sea excesivamente complejo y así no dificultar la creación de la máquina.

Por estos motivos es por los que se ha escogido la segunda alternativa y no la primera alternativa.

# ANÁLISIS DINÁMICO DEL BRAZO MECÁNICO

## ANÁLISIS DINÁMICO

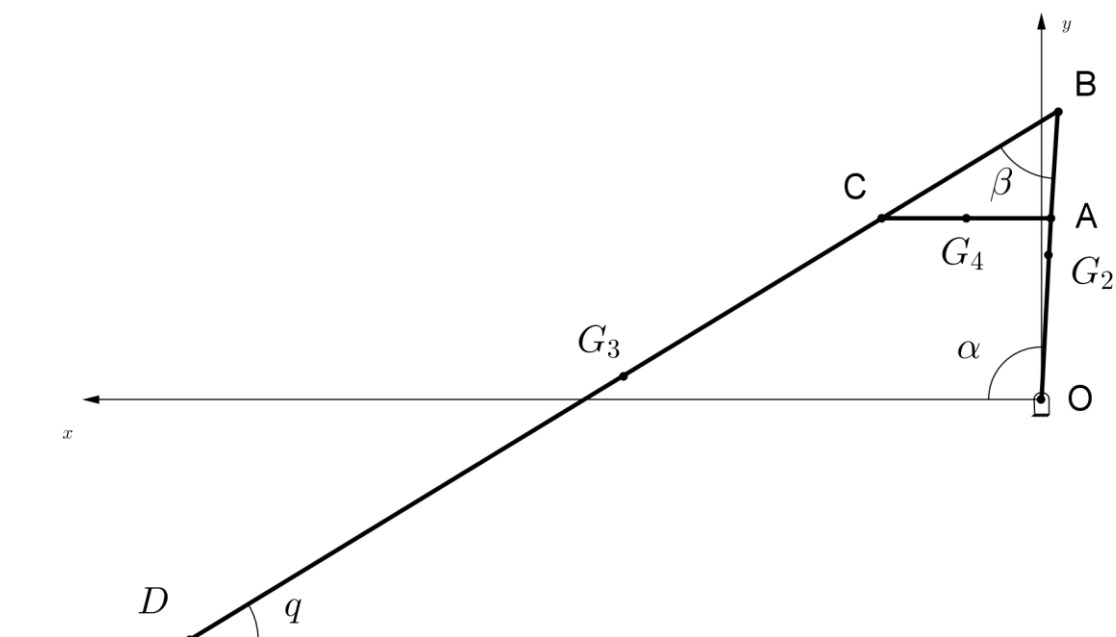
En este apartado se analizarán las fuerzas, desplazamientos, velocidades y aceleraciones que aparecen en el brazo mecánico articulado como resultado de los desplazamientos y deformaciones que aparecen en él.

## ANÁLISIS CINEMÁTICO

En este análisis se estudiará las leyes del movimiento, es decir, de los cambios de trayectoria, de los cuerpos sin tomar en cuenta las causas de ello que serán las fuerzas que intervienen en el brazo. Por tanto, este análisis se limitará especialmente al estudio de la trayectoria que describirá el brazo en el espacio en función del tiempo.

### 1. MECANISMO BIELA-MANIVELA

Por el diseño y la forma por la que se mueve el brazo mecánico es un mecanismo es un sistema biela-manivela como se puede observar en la figura siguiente.





*Figura 7: Mecanismo biela-manivela.*

En la figura anterior se representa de forma esquemática un mecanismo biela-manivela. Dicho mecanismo consta de los siguientes eslabones:

- Eslabón fijo o bancada coincidente con el eje x, e invariablemente unido al sistema de referencia fijo XOY.
- Eslabón OB, denominado manivela. Está unido a la bancada por medio de un par giratorio.
- Eslabón BD, denominado biela. Se une por medio de un par giratorio a la manivela y a través de otro par giratorio al pistón.
- En el mecanismo de biela-manivela, la biela está unida a un pistón. En este caso en vez de estar unido a un pistón estará unido al elemento terminal que será una mano o una pinza que será capaz de coger. El elemento terminal se une por medio de un par prismático a la bancada.

Los datos geométricos necesarios para definir este mecanismo son:

- La longitud de la manivela OB.
- La longitud de la biela BD.
- La dirección de la corredera (dirección del desplazamiento del elemento terminal).

La variable de entrada puede ser tanto la rotación de la manivela (por ejemplo en un compresor alternativo) como el desplazamiento del pistón (por ejemplo en un motor de explosión interna alternativo). En este caso se considerará como variable de entrada la rotación de la manivela, cuya posición angular viene determinada por la coordenada angular  $q$ .

En la figura siguiente se muestra como se realiza el cálculo de posiciones para diferentes valores de la coordenada angular  $q$ . Si se supone conocida la configuración inicial del mecanismo ( $OB_1D_1$ ) para un valor de  $q = q_1$ , para otro valor de  $q = q_2$  la posición de  $B_2$  queda definida de inmediato al ser la trayectoria recorrida por el punto B una circunferencia de centro O y radio la distancia OB, en este caso de dos metros. Puesto que la longitud de la manivela es también conocida y es de siete metros (distancia BD), y el eje OX representa la trayectoria del punto B, por ejemplo, el punto  $D_2$  debe estar situado sobre dicho eje a la distancia BD del punto  $B_2$ . De esta forma queda definida la nueva posición del mecanismo para el valor  $q_2$  de la variable de entrada.

Si la variable de entrada fuese el desplazamiento del elemento terminal, determinado por la coordenada x, el desarrollo que se seguiría para el cálculo de posiciones del mecanismo para diferentes valores de x sería similar al aquí expuesto.

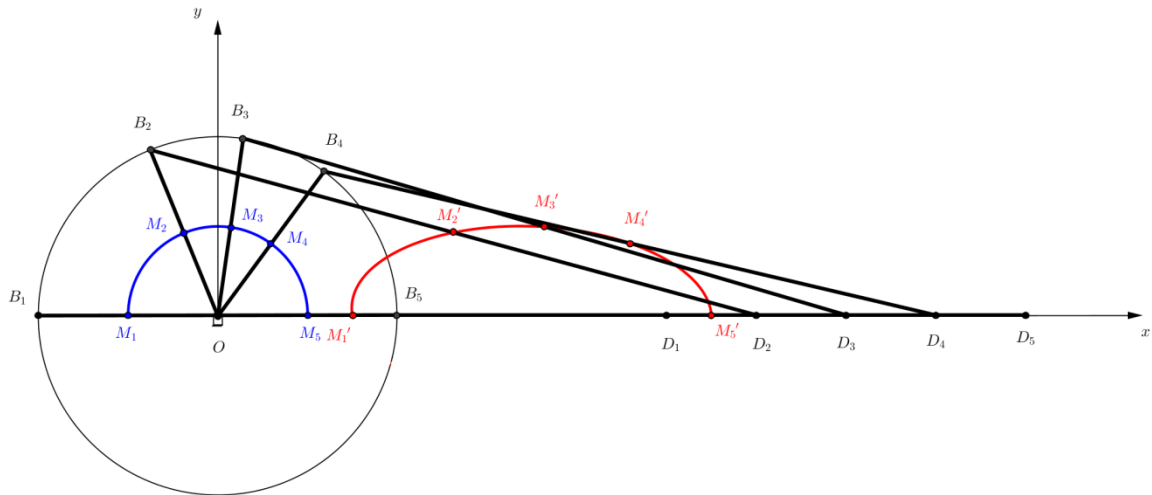


Figura 8: Desplazamiento de los eslabones.

En el caso de que se desee calcular la trayectoria de puntos diferentes al B y al D, por ejemplo los puntos M pertenecientes a la biela y los puntos M' pertenecientes a la manivela, se deben realizar varios análisis gráficos de posición para diferentes valores angulares de  $q$  obteniéndose la trayectoria de M y de M' uniendo las diferentes posiciones ocupadas por dicho punto ( $M_1', M_2', M_3', \dots$ ) tal y como se indica en la figura anterior. Se deberá tener en cuenta que cuanto más precisión se requiera, mayor número de posiciones intermedias será necesario calcular.

En otros casos también resulta interesante realizar diagramas de posición en los que se muestre como varía la posición de un punto en el eje x, en función del valor de la variable de entrada  $q$  (ángulo que forma el eslabón OB respecto del eje x). Estos datos pueden extraerse de los gráficos de posición representados en la figura anterior y transcribirse a diagramas cartesianos como el representado en la figura siguiente.

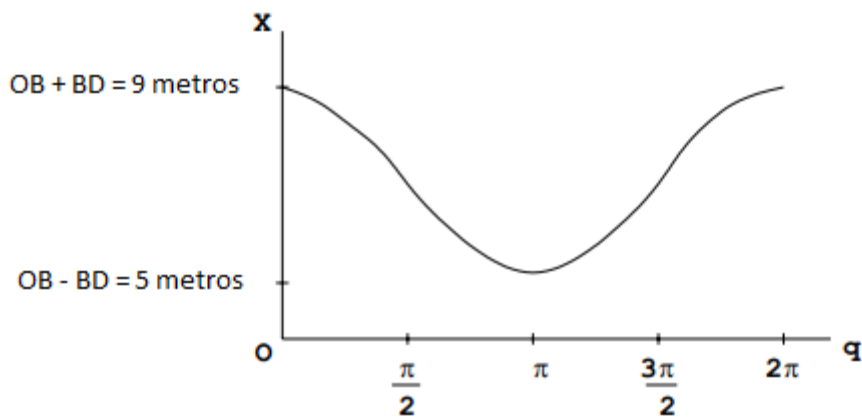


Figura 9: Diagrama posición eje x de un punto respecto al ángulo de entrada.

## 2. DEFINICIÓN DE LA POSICIÓN DE CADA PUNTO DE LA TRAYECTORIA DEL BRAZO MECÁNICO

En la figura siguiente se representa de forma esquemática un mecanismo biela manivela mediante su bucle vectorial cerrado, cuya ecuación es la siguiente:

$$\vec{E}_2 + \vec{E}_3 - \vec{x} - \vec{e} = \vec{0}$$

O por componentes:

$$E_2 \cos(180^\circ - \alpha) - E_3 \cos(q) - x = 0$$

$$E_2 \sin(180^\circ - \alpha) - E_3 \sin(q) - e = 0$$

Resolviendo el sistema para las incógnitas  $x$  y  $\alpha$  se obtiene lo siguiente:

$$x = E_2 \cos(180^\circ - \alpha) - E_3 \cos(q)$$

$$\alpha = 180 - \arcsen \left[ \frac{e + E_3 \sin(q)}{E_2} \right]$$

Con lo que queda resuelto el problema de cálculo de posición para cualquier valor de la variable de entrada ( $\alpha$  en este caso). Como el mecanismo tiene un grado de libertad, con el conocimiento del valor de esta variable de entrada quedan definidas todas las posiciones del brazo mecánico a lo largo de la trayectoria que tome.

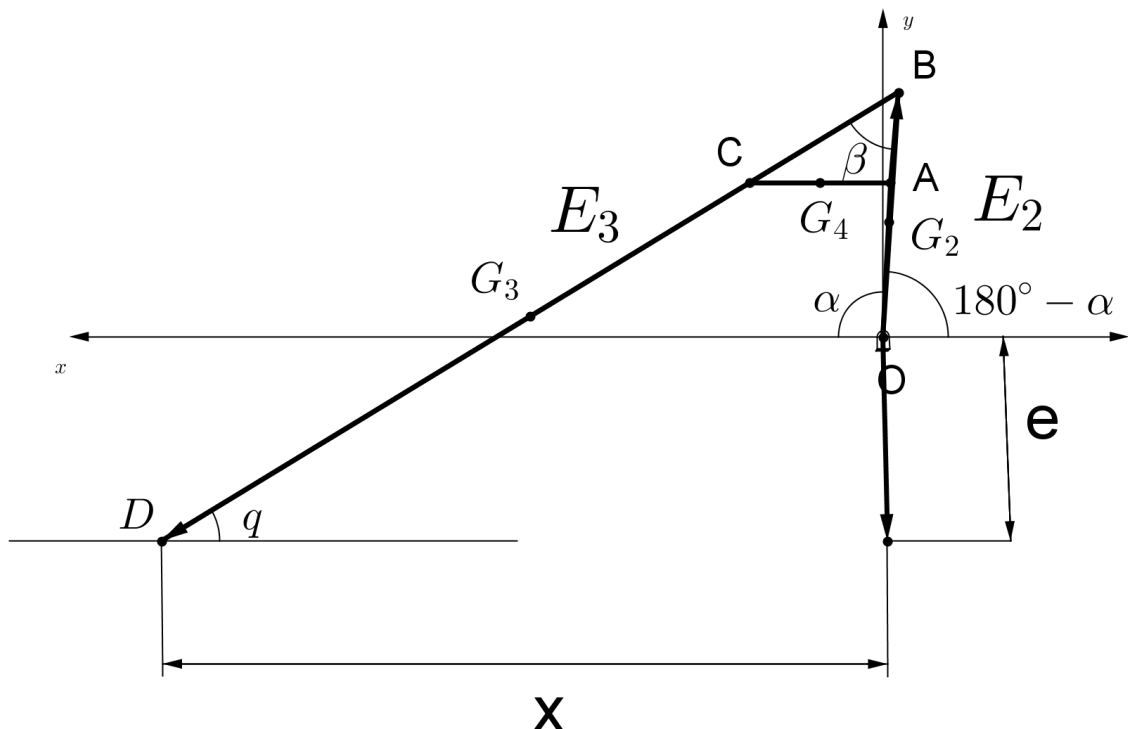


Figura 10: Variables del mecanismo.

## 2. SINTESIS DE POSICIÓN DEL MECANISMO GENERAL

En este apartado se elegirá la mejor opción posible en cuanto al estudio de las dimensiones de los eslabones por los que está compuesto el brazo mecánico para

conocer su alcance espacial. Para hacer este estudio se analizarán todas las trayectorias rectas y horizontales que son tomadas por el brazo. En este caso el número de trayectorias rectas y horizontales que toma el brazo mecánico serán dos:

La primera trayectoria recta y horizontal que tome el brazo mecánico será la que describe al acercar el brazo mecánico a la estantería para coger mediante la pinza, la caja que se quiera coger de la balda correspondiente. Como la estantería está compuesta por cinco alturas o baldas, habrá cinco trayectorias rectas y horizontales posibles, las cuales podrá describir el brazo mecánico.

La segunda trayectoria, será la que describirá el brazo mecánico al insertar las cajas transportadas por el aire y recogidas desde las estanterías en el camión. Por tanto, esta trayectoria que servirá para cargar los camiones de mercancía para que estén listos para transportarse, estará formada en parte por una trayectoria recta y horizontal.

La solución de dimensionamiento de eslabones se escoge por el uso que se le va a dar al brazo mecánico y los problemas que pueden obstaculizar su función. En este caso, el brazo tiene dos puntos peligrosos que pueden obstaculizar la descripción de la trayectoria que debe cumplir.

Por un lado el brazo mecánico tiene que cargar los camiones mediante cajas del almacén y por tanto, deberá adentrarse en él. Al adentrarse parte del brazo mecánico en el camión deberá tenerse en cuenta el riesgo de colisión que puede haber entre la máquina y el camión. Por tanto, se optimiza el cálculo de las dimensiones de los eslabones para que no haya ningún problema que pueda poner en peligro el cumplimiento de la trayectoria que tiene que describir el brazo mecánico.

Por otro lado, existe también peligrosidad en la fase que debe cumplir el brazo de recogida de cajas de las estanterías del almacén. El brazo mecánico al intentar recoger las cajas mediante la mano o pinza por la que estará compuesta, desde las estanterías, puede existir una colisión entre los eslabones del brazo mecánico y la estantería. En este caso, se calculará las dimensiones óptimas que tienen que tenerlos dos eslabones que componen el brazo mecánico para cumplir la labor anteriormente dicha sin ningún problema. A parte de elegir la solución óptima de dimensionamiento de eslabones para este caso, se instala un dispositivo en la unión de la muñeca del brazo que hace que el elemento terminal sea extensible y que de ese modo se gane en seguridad al no insertar tanta parte del brazo mecánico en las estanterías. Por tanto, con la incorporación de este dispositivo lo que se hará será arrimar el elemento terminal del brazo cerca de la caja o carga que se quiera transportar, que estará contenida en la estantería. De este modo se activará el dispositivo o mecanismo que haga que se alargue el elemento terminal de la máquina hasta alcanzar la caja o carga y otra vez volverá a su posición inicial con el objetivo cumplido de recoger la caja de la estantería sin ningún problema.

La mejor opción que se ha elegido ha sido la de construir un brazo mecánico que estará compuesto por dos eslabones. El primer eslabón que será el que va unido al cuerpo medirá dos metros de longitud. El segundo eslabón que será el que va unido a este primer eslabón medirá siete metros. Por tanto, la unión de estos dos eslabones de longitudes de dos y siete metros hará que la capacidad espacial que podrá alcanzar el brazo mecánico sea de una circunferencia de nueve metros de radio respecto del eje por el cual gira el primer eslabón.

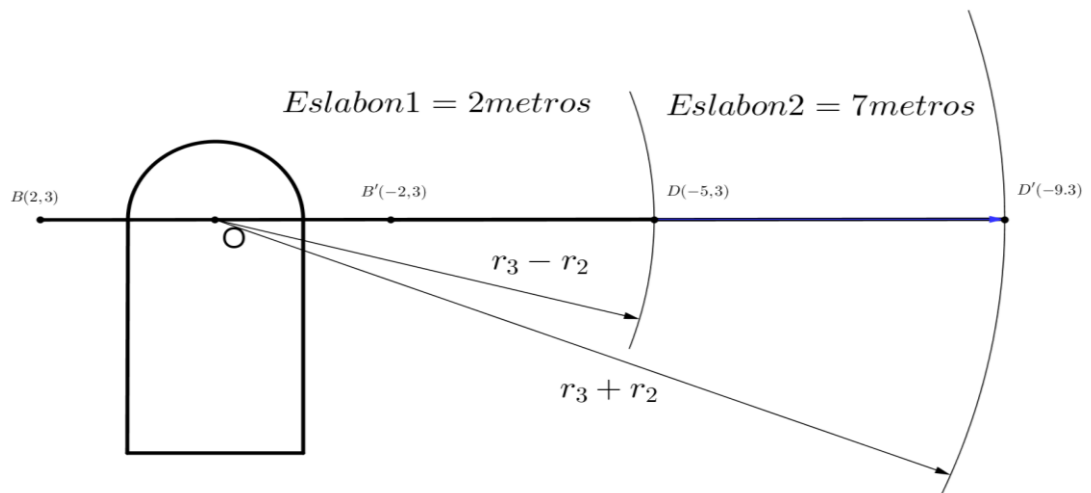


Figura 11: Resultado del cálculo de las dimensiones del brazo mecánico.

### 3. SINTESIS DE LA CURVA DEL PRIMER ESLABÓN. POSICIONES SINGULARES

Se ha de tener en cuenta también la posible existencia de los denominados puntos singulares, es decir, se trata de puntos con una determinada orientación en el espacio sobre los que, por ejemplo, no es posible realizar una trayectoria rectilínea, bien sea porque su ejecución implicaría el movimiento a velocidad infinita de uno de los ejes, bien porque el valor de los ejes en ese punto con esa orientación se encuentre indeterminado. La disposición óptima de todos los elementos que compondrán la célula junto con el brazo mecánico, es una delicada tarea por el gran número de variables a considerar. No basta con asegurarse de que todos los puntos necesarios quedan dentro del campo de acción, sino que se deberá verificar que una vez situados los demás componentes de la célula, el brazo mecánico no colisione con ellos al efectuar sus movimientos.

Por tanto, el movimiento relativo de los eslabones que tienen como objeto describir la trayectoria correspondiente para el cumplimiento de la función que debe desempeñar el brazo mecánico, quedará restringido según su campo de movimiento que pueda abarcar. Es decir, si en un punto de la trayectoria que debe describir el brazo se puede alcanzar mediante diferentes posiciones de los eslabones, habrá que estudiar cada caso para buscar la óptima posición de los eslabones y mirar si esa posición puede ocasionar alguna colisión entre el brazo y algún objeto del almacén.

Estudiando diferentes posiciones relativas que pueden tomar los eslabones habrá que restringir ciertos movimientos y posiciones las cuales puedan ocasionar colisiones peligrosas y aumentar así la seguridad del funcionamiento de la máquina.

### 3. CAPACIDAD ESPACIAL ALCANZABLE DEL BRAZO MECÁNICO



El brazo tendrá que ser capaz de llegar hasta ciertos puntos los cuales serán definidos mediante la función que deberá desempeñar. En este caso, los puntos capaces de ser alcanzados por el brazo variarán según la posición de las cajas y de los camiones.

#### 4. ESPACIO DE TRABAJO

Como se ha comentado anteriormente el brazo mecánico estará compuesto por dos eslabones. Según lo calculado en los apartados anteriores la longitud del primer eslabón será de dos metros y la longitud del segundo eslabón que irá colocado seguido del primer eslabón será de siete metros. Por tanto, el brazo mecánico será capaz de llegar a todos los puntos los cuales estén dentro de una porción de espacio que vendrá restringido por estas longitudes de los eslabones y su posición de giro. En este caso, el punto de giro por la que gira el brazo mecánico será el punto coordenadas  $(x,y) = (0,3)$  si lo definimos en coordenadas cartesianas. Definido este punto por el que girará el brazo mecánico su capacidad espacial será todo aquel punto que quede dentro de la porción de espacio que limita una circunferencia de nueve metros de radio siendo su centro de giro el mencionado anteriormente mediante las coordenadas  $(x,y) = (0,3)$ .

Hay que añadir también que el brazo mecánico está compuesto por un dispositivo extensible en su muñeca que hace que el elemento terminal o la pinza del brazo mecánico se alargue en un metro desde la posición de su muñeca. Por tanto, mediante este mecanismo se consigue que su capacidad espacial aumente. Todos los puntos que queden dentro de la porción de espacio que limita una circunferencia de diez metros de radio siendo su centro de giro el mencionado anteriormente mediante las coordenadas  $(x,y) = (0,3)$ .

Por tanto, mediante este dispositivo de extensión del elemento terminal del brazo mecánico se consigue que aumente el radio de giro del brazo mecánico en un metro más que si no estuviese formado mediante el dispositivo.

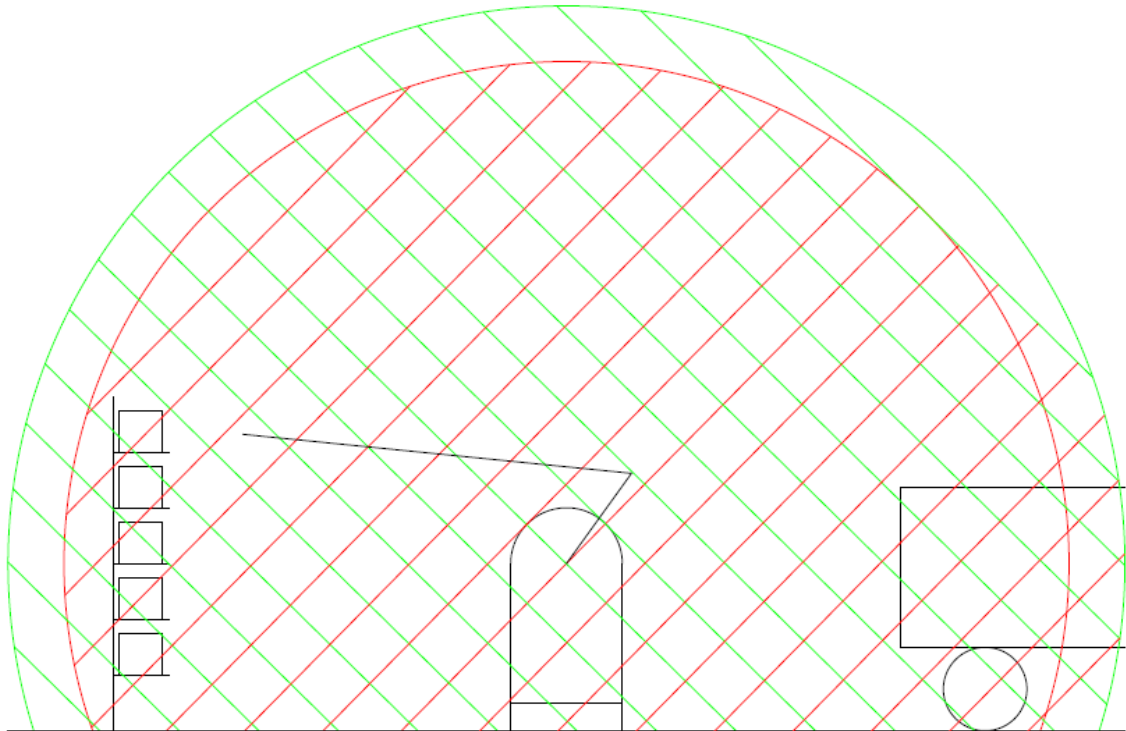


Figura 12: Capacidad espacial del brazo mecánico.

## 5. TRAYECTORIA TOMADA POR EL BRAZO

El brazo mecánico trazará una trayectoria en el espacio para poder cumplir con su función para la cual está diseñado.

### 5.1. TIPO DE TRAYECTORIA SEGUIDA POR EL BRAZO

Existen varios tipos de trayectorias que puede seguir cualquier brazo mecánico, pero según qué función debe cumplir el brazo mecánico se elige una trayectoria u otra. Los tipos de trayectoria más diferenciables son los siguientes.

#### 5.1.1. TRAYECTORIAS PUNTO A PUNTO

En este tipo de trayectorias cada articulación evoluciona desde su posición inicial a la final sin realizar consideraciones alguna sobre el estado o la evolución de las demás articulaciones. Normalmente, cada actuador trata de llevar a su articulación al punto de destino en el menor tiempo posible, pudiéndose distinguir dos casos.

##### 5.1.1.1. MOVIMIENTO EJE A EJE

Sólo se mueve un eje cada vez. Comenzará a moverse la primera articulación, y una vez ésta haya alcanzado su punto final lo hará la segunda, y así sucesivamente.

##### 5.1.1.2. MOVIMIENTO SIMULTÁNEO DE EJES:



Todos los actuadores comienzan simultáneamente a mover las articulaciones del robot a una velocidad específica para cada una de ellas. Dado que la distancia de recorrer y las velocidades serán en general diferentes, cada una acabará su movimiento en un instante diferente.

Las trayectorias punto a punto están implementadas en robots muy simples (educacionales...) o con unidades de control limitadas.

### 5.1.2. TRAYECTORIAS COORDINADAS O ISÓCRONAS

En este tipo de trayectorias, se trata de conseguir que el movimiento de todas las articulaciones empiece y finalice al mismo tiempo. Para ello, se realiza un cálculo previo para averiguar que articulación es la que más tiempo invertirá. Entonces se ralentiza el movimiento de los otros ejes para que invierta el mismo tiempo en su movimiento, acabando todos ellos simultáneamente.

El tiempo total invertido es el menor posible y no se piden aceleraciones y velocidades elevadas a los actuadores de manera inútil. Desde el punto de vista del usuario, la trayectoria que describe el extremo del robot no es significativa, siendo ésta impredecible.

### 5.1.3. TRAYECTORIAS CONTINUAS

En este tipo de trayectorias, el extremo del brazo mecánico sigue una trayectoria conocida por el usuario en el espacio cartesiano o de la tarea. Típicamente, las trayectorias que el usuario desea que el brazo describa son trayectorias en línea recta o en arco. Para ello, es preciso calcular de manera continua las trayectorias articulares.

El resultado será que cada articulación sigue un movimiento aparentemente caótico con posibles cambios de dirección y velocidad y sin coordinación con el resto de las articulaciones. Sin embargo, el resultado del conjunto será que el extremo del mecanismo describirá la trayectoria deseada.

Normalmente el usuario de la máquina indica el movimiento que éste debe realizar especificando las localizaciones espaciales y final junto con otros datos, como velocidad y tipo de trayectoria. Puesto que estos puntos están, por lo general, excesivamente separados es preciso seleccionar puntos intermedios suficientemente cercanos como para que el control del brazo consiga ajustar no sólo el punto final especificado, sino que también la trayectoria seguida a la indicada en el programa.

Para ello, es preciso establecer un interpolador entre las localizaciones expresadas en el espacio de la tarea que dará como resultado una expresión analítica de la evolución de cada coordenada.

Para evitarse las discontinuidades de velocidad en el caso de paso por varios puntos, pueden utilizarse las técnicas de interpoladores a tramos o interpoladores cúbicos para el caso de variables articulares.



## 5.2. ELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN DE TIPO DE TRAYECTORIA

El tipo de trayectoria que se elegirá para este caso será el de trayectoria continua. Se elige este tipo de trayectoria porque este caso del diseño de un brazo mecánico articulado, se basa en fijar una trayectoria del elemento terminal con la que pueda cumplir todas las funciones de trabajo que debe desempeñar. Las trayectorias que sigue el elemento terminal del brazo mecánico son rectilíneas y circulares.

Por tanto, el resultado de todo esto será que cada articulación sigue un movimiento aparentemente caótico con posibles cambios de dirección y velocidad y sin coordinación con el resto de las articulaciones. Sin embargo, el resultado del conjunto será que el extremo del mecanismo describirá la trayectoria deseada.

## 5.3. TRAYECTORIA DESEADA DEL ELEMENTO TERMINAL

Por tanto, el brazo mecánico en este caso deberá seguir dos trayectorias que seguirán diferentes funciones matemáticas: por un lado, tendremos la primera trayectoria que seguirá el brazo que será la de recogida de cajas de las estanterías o del suelo. Por otro lado, tendremos una segunda trayectoria que seguirá el brazo mecánico que será la de almacenamiento o carga de cajas en los camiones. Por último, se tendrá una tercera trayectoria la cual describirá una función matemática que aproximará las dos curvas anteriores en el espacio la cual será la que describirá el brazo mecánico finalmente. Por tanto esta tercera curva que será la aproximación de la primera y la segunda curva, será la solución adoptada como trayectoria del brazo mecánico.

### 5.3.1. PRIMERA TRAYECTORIA:

La primera trayectoria que describirá el brazo mecánico será la que realizará al recoger las cajas desde la estantería y alzarlas hasta una altura para poder transportarlas de un punto hasta otro.

En este caso las estanterías tendrán una estructura la cual estará compuesta por cinco baldas y cada una de ella estará separada respecto de la otra por una altura de 1 metro. Por tanto, las cajas quedarán a una altura mayor que las estanterías por estar encima de ellas y por tanto, la pinza o la mano se colocara a una altura mayor de la balda correspondiente a la caja que se quiere coger.

Para ello, se creará una función de trayectoria que pase por todos los puntos de recogida de las cajas de las estanterías y así poder ser capaz el brazo de llegar a cualquier punto de la estantería para coger la correspondiente caja en ese movimiento. Por tanto, la trayectoria que seguirá el brazo será la siguiente. Se colocará la pinza o la mano del brazo mecánico en la posición de recogida de la primera caja en la primera balda colocada a 1 metro del suelo. Al estar la balda a un metro del suelo la caja que se quiere obtener permanecerá encima de ella y por tanto, el elemento terminal estará colocado a una altura de 1,5 metros y así poder coger la caja sin ningún problema. La posición que deberá obtener el brazo mecánico para poder recoger la carga será a una

distancia de 1 metro en el eje x de coordenadas para así no meter parte de los eslabones dentro de la estantería e incrementar la seguridad de colisión del brazo con ella. Por tanto, el elemento terminal como quedará a un metro de distancia de la carga que se quiere obtener, el brazo activará un dispositivo que hará que, como el brazo mecánico será extensible, se alargue un metro hasta que alcance la posición de recogida de la caja. En cada balda el movimiento que seguirá el elemento terminal será el mismo y por tanto, se hará el movimiento que tienen en la primera balda y se generalizará para el resto de baldas o pisos.

Para empezar, las estanterías estarán colocadas a 8 metros de distancia de la base en la que está asentado el brazo mecánico. Estas también tendrán una altura de 5 metros y estarán compuestas de cinco baldas cada una separadas entre ellas por 1 metro. Las cajas permanecerán encima de cada balda y la altura a la que se podrán coger estas cajas será de medio metro por encima de la balda correspondiente a la caja que se quiere recoger. Establecidas estas condiciones de diseño del almacén la trayectoria tomada por el elemento terminal del brazo mecánico será el siguiente.

En la primera balda de la estantería, el elemento terminal se colocara a una distancia de 1 metro en el eje de coordenadas x y a una altura de 1,5 metros sobre el suelo, es decir, este elemento quedará colocado en una posición intermedia entre la primera y la segunda balda respecto el eje de coordenadas y. Por tanto esta coordenada inicial será la  $(-7,1'5)$ . La coordenada x será negativa porque la estantería queda a la izquierda de la base del brazo mecánico donde se encuentran los ejes de coordenadas y el punto  $(0,0)$ . Al obtener esta posición inicial el brazo mecánico activara el dispositivo de la extensibilidad del elemento terminal y se alargará hasta que este elemento alcance la caja correspondiente. Con este dispositivo lo que se logrará será que solo el elemento terminal entre dentro de la estantería y disminuya la peligrosidad de colisión entre el brazo y la estantería. Al llegar a la posición  $(-8,1'5)$  en la que se encuentra la caja, será cogida mediante el mecanismo de la pinza o de la mano y se sacarán ambos elementos (la pinza y la caja) de la estantería inicialmente mediante la recogida del dispositivo extensible del elemento terminal y finalmente hasta una posición de seguridad a la que pueda llegar sin haber ningún problema en la trayectoria intermedia de transición. Esta posición final llamada posición de seguridad será la de  $(-6,1'5)$ . Para pasar a la siguiente altura o balda el elemento terminal pasará el mismo punto inicial por el que comenzó en la balda anterior pero en este caso en su altura correspondiente.

Este recorrido hecho por el brazo mecánico se repetirá en cada balda por la que se componga la estantería del almacén. En este caso se repetirá 5 veces este movimiento porque la estantería se compone por 5 alturas.

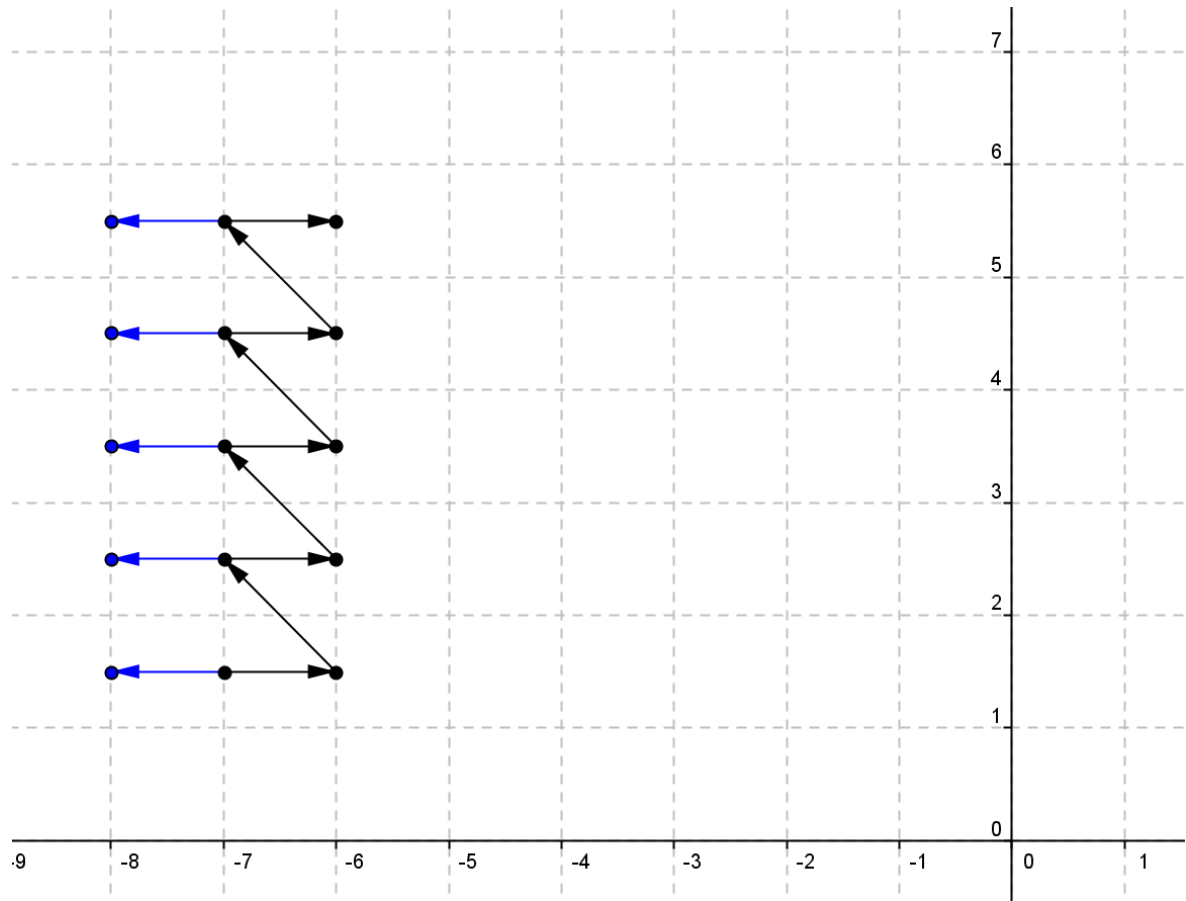


Figura 13: Trayectoria de recogida de cajas del brazo mecánico.

Como se puede apreciar en el dibujo de la trayectoria de la mano o de la pinza, el color azul indica el movimiento que debe recorrer este elemento terminal para poder recoger las cajas de las estanterías. Sin embargo, las trayectorias que están coloreadas, son las que son recorridas por la extensión de la muñeca del elemento terminal.

Las coordenadas por las que pasará el brazo mecánico en esta primera trayectoria serán las siguientes:

#### Trayectoria pinza

X	y
-7	1,5
-6	1,5
-7	2,5
-6	2,5
-7	3,5
-6	3,5
-7	4,5
-6	4,5



-7	5,5
-6	5,5

### Trayectoria brazo extensible

x	y
-7	1,5
-8	1,5
-7	2,5
-8	2,5
-7	3,5
-8	3,5
-7	4,5
-8	4,5
-7	5,5
-8	5,5

Tabla 3: Puntos de la trayectoria de recogida de cajas del brazo mecánico .

### 5.3.2. SEGUNDA TRAYECTORIA:

La segunda trayectoria que describirá el brazo mecánico será la que realizará al cargar o almacenar las cajas en los camiones adecuadamente y sin causar ningún peligro en la estructura del camión a causa de los golpes que le puede dar el brazo al intentar insertar las cajas en el interior de él.

En esta segunda trayectoria habrá que tener en cuenta el riesgo que puede tener la inserción del brazo mecánico en el interior de los camiones. En este caso, habrá que tener en cuenta los movimientos de los dos eslabones por los que está compuesto el brazo mecánico y así poder evitar que estos puedan colisionar o chocar con el camión y dañar su estructura. Por tanto, se tratará de conseguir una trayectoria óptima para que pueda introducir las cajas en los camiones sin que pueda haber contacto entre los camiones y el brazo.

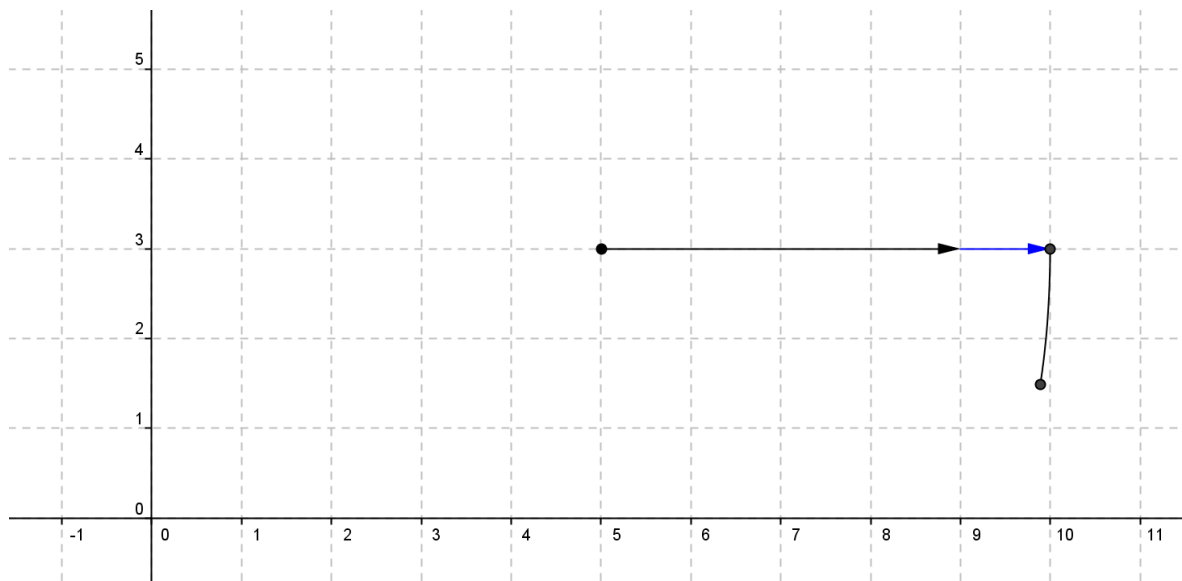


Figura 14: Trayectoria carga de cajas en los camiones del brazo mecánico.

El brazo en esta segunda trayectoria seguirá un dibujo como el que se puede apreciar en el gráfico anterior. Primero se introducirá el brazo mecánico el cual sujeta la caja a transportar, en el camión e intenta meter la caja lo más al fondo que puede en el camión. Al llegar a su alcance máximo cuando queda totalmente horizontales los dos eslabones uno seguido de otro, se emplea el dispositivo de extensibilidad de la muñeca del elemento terminal y así mejorar su alcance máximo y poder llegar más lejos en la introducción de las cajas en el camión (Extensión de la muñeca de la mano color rojo). Para finalizar, la caja es sostenida en el aire por el brazo mecánico y por tanto esta se baja hasta el suelo del remolque del camión y así poder dejar la carga preparada para ser transportada por el camión en su interior.

Las coordenadas por las que pasará el brazo mecánico en esta segunda trayectoria serán las siguientes:

#### Trayectoria pinza

X	Y
0	9
5	3
9	3
9,89	1,5

#### Trayectoria brazo extensible

9	3
10	3

Tabla 4: Puntos de la trayectoria de carga de cajas en los camiones del brazo mecánico.

### 5.3.3. TERCERA TRAYECTORIA:

La tercera trayectoria que describirá el brazo mecánico será la que realizará al aproximar las dos anteriores trayectorias en una sola. Es decir, se analizarán las dos anteriores trayectorias individualmente y se intentará

encontrar una función y trayectoria final la cual intente pasar por todos los puntos que se requieren para conseguir una trayectoria óptima de carga y descarga de cajas.

Por tanto, en el siguiente dibujo de la trayectoria del brazo mecánico se puede observar cómo se pueden combinar las dos primeras trayectorias de carga y descarga para obtener una trayectoria óptima y así poder desempeñar su función eficazmente.

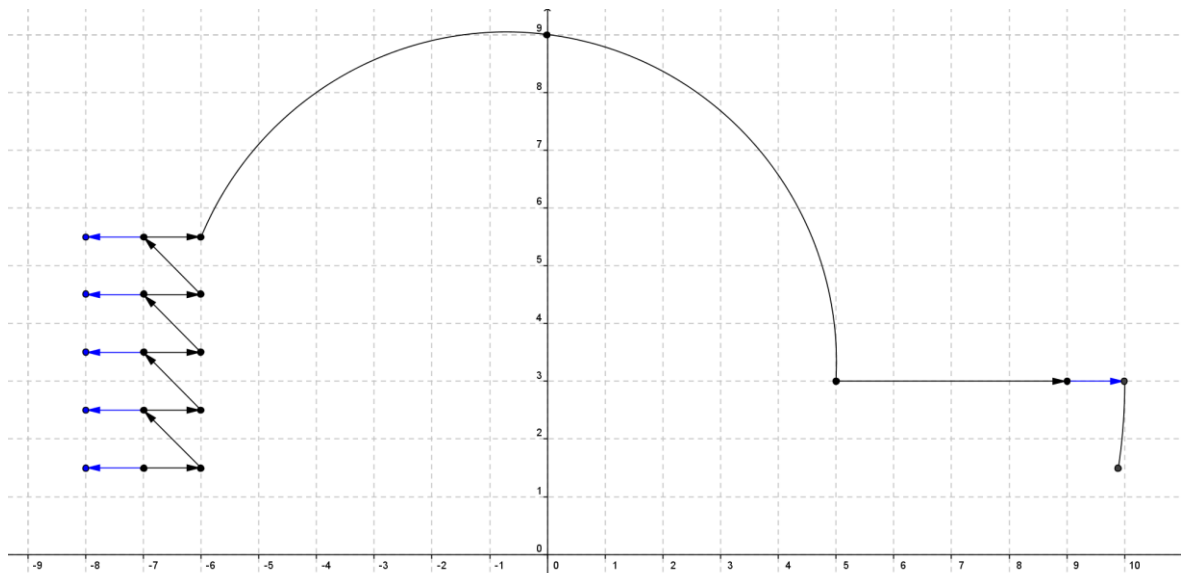


Figura 15: Trayectoria final del brazo mecánico.

Como se puede apreciar en el dibujo anterior el único punto de paso del elemento terminal que aparece nuevo es el de unión entre la primera y segunda trayectoria. Este punto es el (0,9) y queda tan alto para que no moleste las interacciones y los trabajos que se hagan en el almacén. Por ello se llevan por el aire las cajas a una altura relativamente grande. Esta trayectoria de unión entre la primera y la segunda trayectoria será una trayectoria curva para así poder coger una altura mayor en los primeros metros de la trayectoria que si fuese lineal y poder transportar la carga durante más metros a una altura inalcanzable para no obstaculizar las interacciones y el trabajo que este transcurriendo en el almacén a la altura del suelo.

Las coordenadas por las que pasará el brazo mecánico en esta trayectoria final serán las siguientes:



### Trayectoria pinza

X	Y
-7	1,5
-8	1,5
-6	1,5
-7	2,5
-8	2,5
-6	2,5
-7	3,5
-8	3,5
-6	3,5
-7	4,5

### Trayectoria brazo extensible

-8	4,5
-6	4,5
-7	5,5
-8	5,5
-6	5,5
0	9
5	3
9	3
10	3
9,89	1,5

*Tabla 5: Puntos de la trayectoria total del brazo mecánico.*

## **6. FUNCIONES TOMADAS POR EL BRAZO MECÁNICO EN SU TRAYECTORIA**

El brazo mecánico en el transcurso de su movimiento para desempeñar su función describirá una curva a su paso por los distintos puntos del espacio por los que pase. Estas curvas descritas por la máquina se podrán aproximar a una función matemática y así poder definir todos los puntos del espacio por los que pasa mediante las coordenadas cartesianas  $x$  e  $y$ . Para definir el movimiento del brazo mecánico se centrará en el movimiento que describe en un plano y por ello, todos los puntos por los que pase este mecanismo quedaran definidos solamente por dos coordenadas.

Estas trayectorias que realizará el brazo mecánico quedarán definidas por un grupo de funciones matemáticas las cuales serán distintas según el tramo por el que esté pasando el mecanismo. Por tanto, estos serán los tramos donde el movimiento quedará definido mediante distintas funciones matemáticas.

1) Cuando  $-7 \leq x \leq -6$ 

1.1.)  $y = 1,5; y = 2,5; y = 3,5; y = 4,5; y = 5,5;$

Como se aprecia en la función anterior, la función  $y$  será constante en ese intervalo de coordenadas de  $x$  en los que se mueve el brazo mecánico. La  $y$  variará de valor según la altura de la estantería en la que se quiere mover. Por tanto, la función  $y$  tendrá valor constante mientras la máquina se esté moviendo en la misma balda de la estantería.

1.2.)  $y = -x - 4,5$  en el intervalo de  $1,5 < y < 5,5$

Si la función anterior era la función que representaba el movimiento del brazo mecánico en una misma balda de la estantería, esta función representa el cambio de altura que realiza el mecanismo para pasar a la siguiente balda de la estantería.

2) Cuando  $-6 < x \leq 5$ 

$$y = 3,32 + \sqrt{32,71 - (x + 0,71)^2}$$

En este intervalo de coordenadas en el eje  $x$  del almacén, el movimiento que describirá el brazo mecánico será un movimiento curvado que seguirá la función expuesta anteriormente. Este tramo de movimiento del brazo se ha elegido que sea curvado para que así pueda elevarse enseguida en el eje de coordenadas  $y$  en un tramo pequeño de coordenadas en  $x$ . Este tipo de desplazamiento se quiere lograr para ayudar a no molestar las labores de los trabajadores en el almacén y se transporte la mercancía por el aire.

En esta trayectoria curvada estará compuesta de un tramo en el que se describirá una trayectoria creciente y otro en el que se describirá una trayectoria decreciente:

$$\text{Ecuación del tramo} \rightarrow y = 3,32 + \sqrt{32,71 - (x + 0,71)^2}$$

$$\text{Punto más alto} \rightarrow y' = -\frac{(x+0,71)}{\sqrt{32,71-(x+0,71)^2}} = 0 \rightarrow x_{\max} = -0,71$$

$$y_{\max} = 3,32 + \sqrt{32,71 - (-0,71 + 0,71)^2} = 9,039265687$$

Por tanto, el tramo creciente de la trayectoria curvada comprenderá en el eje de coordenada de  $x$  entre  $(-6, -0,71)$  y, en cambio, el tramo decreciente comprenderá entre  $(-0,71, 5)$ :

2.1.) Cuando  $-6 < x \leq -0,71$ 

En este tramo de la trayectoria curvada se puede observar cómo se escoge una trayectoria completamente creciente durante todo el tramo. La



pendiente de la trayectoria va de más a menos desde el inicio hasta el final del tramo, pero siempre es creciente. Se escoge este tipo de trayectoria para que la máquina sea capaz de elevarse rápidamente en un tramo pequeño de coordenadas del eje  $x$ , un tramo grande de coordenadas en el eje  $y$ . Este efecto se quiere conseguir para entorpecer lo menos posible las labores que se hagan a pie del almacén y así poder transportar la carga por el aire de un lado al otro del almacén. En esta primera parte de la trayectoria curvada se eleva la carga porque esta trayectoria es la continuación de la recogida de las cajas de las estanterías.

2.2.) Cuando  $-0,71 < x \leq 5$

En este tramo de la trayectoria curvada se puede observar cómo se escoge una trayectoria completamente decreciente durante todo el tramo. La pendiente de la trayectoria va de menos a más desde el inicio hasta el final del tramo, pero siempre es decreciente. Se escoge este tipo de trayectoria para que la máquina sea capaz de bajar lentamente, para que en descienda de golpe en el tramo final de coordenadas en  $x$ , un tramo grande de coordenadas en  $y$ . Este efecto se quiere conseguir para entorpecer lo menos posible las labores que se hagan a pie del almacén y así poder transportar la carga por el aire de un lado al otro del almacén. En esta segunda parte de la trayectoria curvada descende la carga de una pendiente menor hasta una pendiente mayor final para poder cargar los camiones de las cajas que son transportadas por el brazo mecánico.

3) Cuando  $5 < x \leq 10$

$$y = 3$$

En este intervalo, se puede observar como la función  $y$  es constante porque en este tramo se desempeña solamente el transporte de las cajas mediante el brazo mecánico desde la puerta del remolque del camión hasta el punto más hondo al que puede llegar el mecanismo. El transporte de la mercancía se transcurrirá a la misma altura.

4) Cuando  $10 > x \geq 9,89$

$$x^2 - y^2 = 10^2 ; x^2 + y^2 = 100 ; y = -(100 - x^2)^{1/2} - 3$$

En este intervalo, se puede observar como el brazo mecánico vuelve hacia atrás en el eje de coordenadas  $y$ , es decir, en el eje horizontal. En este caso, esta función matemática hará que el elemento terminal coloque las cajas en el interior del camión apoyadas en el suelo de él y así estar preparadas para ser transportadas. Como se puede observar, la función matemática que se sigue en este intervalo será de una circunferencia de radio de 10 metros y por tanto la trayectoria seguida por el brazo será un arco de esa circunferencia. Se le añade a la función de la circunferencia esa resta de  $-3$  porque la circunferencia queda desplazada 3 coordenadas en el eje  $y$  y hacia arriba.

## 7. APLICACIÓN DEL TEOREMA DE CHEBYCHEV

Este teorema consiste en definir el espaciamiento de los puntos que recorren una trayectoria definida por una función matemática en separaciones de la misma magnitud y a estos puntos se les llama puntos de precisión. Es decir, en una trayectoria dada se pueden hallar todos los puntos de precisión que se quiera y de un punto a otro siempre hay el mismo espacio.

Este teorema se aplica a trayectorias curvas las cuales según su pendiente tendrán los puntos más cercanos o más lejanos en el eje de coordenadas  $x$ . Por tanto, a continuación se determinarán esos puntos de precisión que determinarán los puntos por los que debe pasar el brazo para seguir la trayectoria dada anteriormente por medio de la fórmula de Chebyshev.

$$x_j = \frac{1}{2}*(x_0 + x_{n+1}) - \frac{1}{2}*(x_{n+1} - x_0)*\cos(\pi(2j - 1) / 2*n)$$

La trayectoria tomada por el brazo mecánico está formada en parte, por dos trayectorias curvadas a las cuales se les podrá aplicar el teorema de Chebychev. Por tanto, se calcularán cuantos puntos de precisión se crean necesarios para describir esas pequeñas trayectorias eficazmente. Por tanto, a continuación se describirán las trayectorias curvas correspondientes a la trayectoria final:

#### 1. Primera trayectoria curva:

Esta trayectoria es la encargada de unir la trayectoria de recogida de cajas desde las estanterías mediante el elemento terminal y la trayectoria de carga de camiones. En esta trayectoria, se han escogido que los puntos de precisión que deben describir dicha trayectoria son cinco. Se escogen cinco puntos de precisión porque al ser una trayectoria larga que comprende de una longitud en el eje longitudinal de once metros debe quedar bien descrita la trayectoria. Los puntos de precisión calculados serán los siguientes con sus correspondientes coordenadas en el eje  $y$ :

Puntos de precisión, $x_j$	Coordenadas eje $y$ , $y_j$
- 5,73081084	6,058879061
- 3,732818888	8,175158697
- 0,5	9,035408997
2,732818888	7,886946262
4,73081084	5,082832211

Tabla 6: Teorema de Chebychev aplicado a la primera trayectoria.

#### 2. Segunda trayectoria curva:

Esta trayectoria será la encargada de cargar los camiones de cajas del almacén, es decir, de posar las cajas en el remolque del camión. En esta trayectoria se han escogido tres puntos de precisión porque se trata de una trayectoria curva que comprende de una longitud en el eje longitudinal de 0,05013 metros, es decir, una longitud muy pequeña. Los puntos de precisión calculados serán los siguientes con sus correspondientes coordenadas en el eje  $y$ :

Puntos de precisión, $x_j$	Coordenadas eje y, $y_j$
9,953228073	1,570981198
9,974935	1,952634257
9,996641927	2,852682236

Tabla 7: Teorema de Chebychev aplicado a la segunda trayectoria.

### ANÁLISIS CINÉTICO

En este análisis se estudiarán las velocidades y aceleraciones que se darán en el mecanismo según las fuerzas que intervendrán en él. Para que el brazo mecánico realice la trayectoria descrita en el apartado anterior, los puntos más reseñables de su estructura llevarán unas velocidades y aceleraciones determinadas, compuestas por una magnitud, una dirección y un sentido para cada punto. En la imagen de a continuación se puede observar que puntos del brazo mecánico se analizarán en este análisis cinético.

$$\begin{array}{ll} \overline{OG_2} = 1 \text{ m} & \overline{AG_4} = 0,595 \text{ m} \\ \overline{OA} = 1,25 \text{ m} & \overline{BC} = 1,44 \text{ m} \\ \overline{OB} = 2 \text{ m} & \overline{BG_3} = 3,5 \text{ m} \\ \overline{AC} = 1,19 \text{ m} & \overline{BD} = 7 \text{ m} \end{array}$$

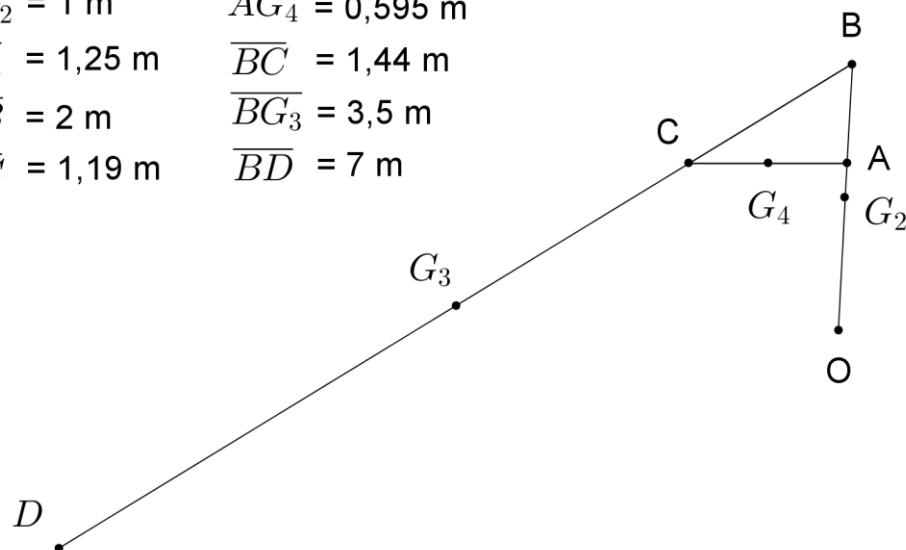


Figura 16: Brazo mecánico.

Para poder analizar las magnitudes, direcciones y sentidos de estas velocidades y aceleraciones de estos puntos anteriormente descritos, previamente se fijará la velocidad y la aceleración angular por la cual es impulsado el brazo mecánico inicialmente para poder describir la trayectoria descrita en el apartado anterior mediante el motor. Los datos de partida del motor utilizado para esta máquina serán:

- Velocidad angular  $\rightarrow \omega_2 = 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

- Aceleración angular  $\rightarrow \alpha_2 = 2 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$

## 1. ANÁLISIS CINÉTICO DE VELOCIDADES

En el análisis cinético de velocidades se podrá contemplar la magnitud, sentido y dirección que tendrán los puntos que se ha decidido analizar anteriormente, según las condiciones de velocidad y aceleración angulares iniciales expuestas por el motor que moverá el brazo mecánico.

### 1.1. RESULTADOS

$V_A$	$V_B$	$V_C$	$V_D$
$12,5 \frac{m}{s}$	$20 \frac{m}{s}$	$16,8 \frac{m}{s}$	$60,8 \frac{m}{s}$

$V_{G2}$	$V_{G3}$	$V_{G4}$
$10 \frac{m}{s}$	$28,8052 \frac{m}{s}$	$13,6 \frac{m}{s}$

$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_4$
$10 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$9,9672 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$10 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Tabla 8: Tablas de velocidades lineales y velocidades angulares.

### 1.2. EXPRESIÓN GRÁFICA DE LOS RESULTADOS

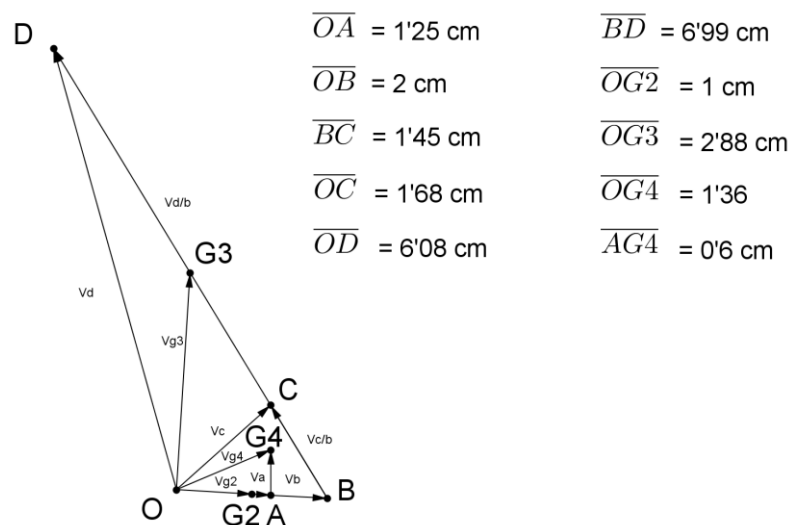


Figura 17: Análisis de velocidades.



## 2. ANÁLISIS CINÉTICO DE ACELERACIONES

En el análisis cinético de aceleraciones se podrá contemplar la magnitud, sentido y dirección que tendrán los puntos que se ha decidido analizar anteriormente, según las condiciones de velocidad y aceleración angulares iniciales expuestas por el motor que moverá el brazo mecánico.

### 2.1. RESULTADOS

$A_A$	$A_B$	$A_C$	$A_D$
$125,025 \frac{m}{s^2}$	$200,04 \frac{m}{s^2}$	$168,0186 \frac{m}{s^2}$	$606,0875 \frac{m}{s^2}$

$A_{G2}$	$A_{G3}$	$A_{G4}$
$100,02 \frac{m}{s^2}$	$287,146 \frac{m}{s^2}$	$136,0179 \frac{m}{s^2}$

$\alpha_2$	$\alpha_3$	$\alpha_4$
$2 \frac{rad}{s^2}$	$1,6393 \frac{rad}{s^2}$	$2,2059 \frac{rad}{s^2}$

Tabla 9: Tablas de aceleraciones lineales y aceleraciones angulares.

2.2. EXPRESIÓN GRÁFICA DE LOS RESULTADO

$\overline{OA}^n = 2,5 \text{ cm}$	$\overline{OC}^n = 3,36 \text{ cm}$	$\overline{OG}_2^n = 2 \text{ cm}$	$\overline{OG}_4^n = 2,72 \text{ cm}$
$\overline{OA}^t = 0,05 \text{ cm}$	$\overline{OC}^t = 0,05 \text{ cm}$	$\overline{OG}_2^t = 0,04 \text{ cm}$	$\overline{OG}_4^t = 0,044118 \text{ cm}$
$\overline{OA} = 2,5005 \text{ cm}$	$\overline{OC} = 3,360372 \text{ cm}$	$\overline{OG}_2 = 2,0004 \text{ cm}$	$\overline{OG}_4 = 2,720358 \text{ cm}$
$\overline{OB}^n = 4 \text{ cm}$	$\overline{OD}^n = 12,1201 \text{ cm}$	$\overline{OG}_3^n = 5,742146 \text{ cm}$	
$\overline{OB}^t = 0,08 \text{ cm}$	$\overline{OD}^t = 0,2 \text{ cm}$	$\overline{OG}_3^t = 0,094754 \text{ cm}$	
$\overline{OB} = 4,0008 \text{ cm}$	$\overline{OD} = 12,12175 \text{ cm}$	$\overline{OG}_3 = 5,742928 \text{ cm}$	

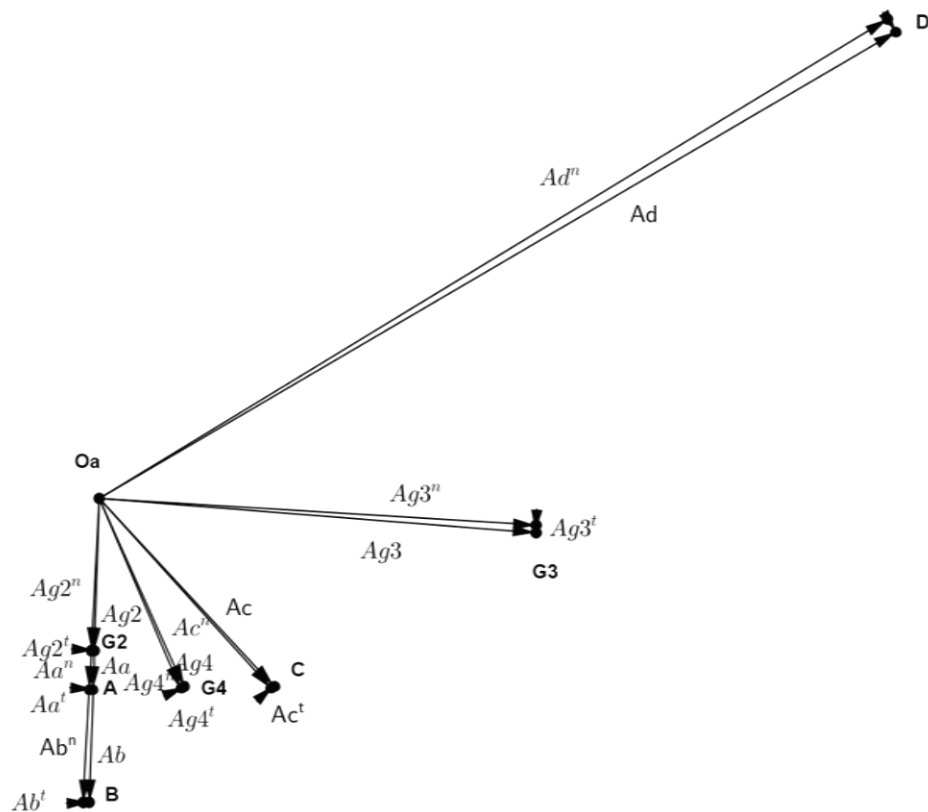


Figura 18: Análisis de aceleraciones.



# ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL BRAZO MECÁNICO

## ANÁLISIS ESTRUCTURAL

El análisis estructural se refiere al uso de las ecuaciones de la resistencia de materiales para encontrar los esfuerzos internos, deformaciones y tensiones que actúan sobre una estructura resistente o esqueletos resistentes de maquinaria, en este caso el brazo mecánico articulado. Igualmente el análisis dinámico estudiaría el comportamiento dinámico de dichas estructuras y la aparición de posibles vibraciones perniciosas para la estructura.

### 1. ALTERNATIVAS DEL DISEÑO DEL BRAZO MECÁNICO

En las alternativas de diseño del brazo mecánico se centrará en el diseño de los eslabones y en su forma. Por ello se elegirán dos tipos de diseño de los eslabones del brazo en los que se analizarán sus características y sus ventajas y desventajas para hacer una elección óptima. Por tanto, las dos alternativas en el diseño de los eslabones serán las siguientes:

#### 1.1. PRIMERA ALTERNATIVA

En esta primera alternativa se puede apreciar como los eslabones están formados con una forma rectangular con inicio y final con una forma semicircular. Por tanto, los eslabones tienen una anchura uniforme, con el mismo valor de anchura a lo largo de toda su longitud. Con esto lo que se consigue es que el brazo gane en rigidez y consistencia porque el material por el que está compuesto el brazo mecánico toma una forma más compacta y mantiene un diseño más uniforme. En cambio, el brazo mecánico se convierte en más pesado por estar formado por una gran cantidad de material por el que estará compuesto. Este último factor, el de empleo de una gran cantidad de material para que la máquina sea construida, implica un mayor coste porque al aumentar la cantidad de material que se usa, aumenta el coste de la construcción de la máquina.

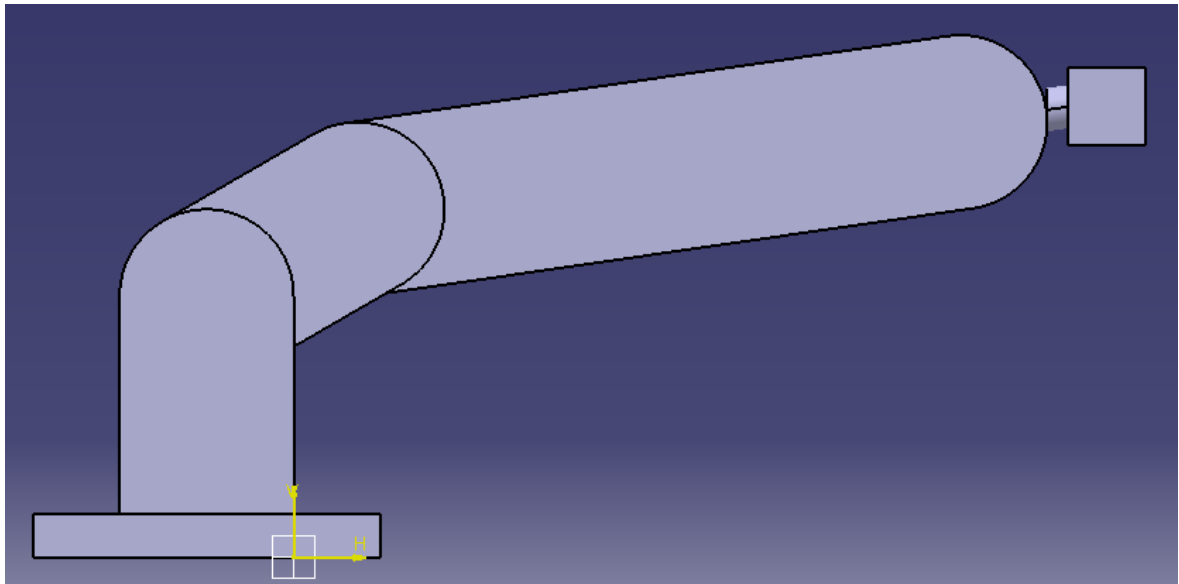


Figura 19: Primera alternativa diseño del brazo mecánico.

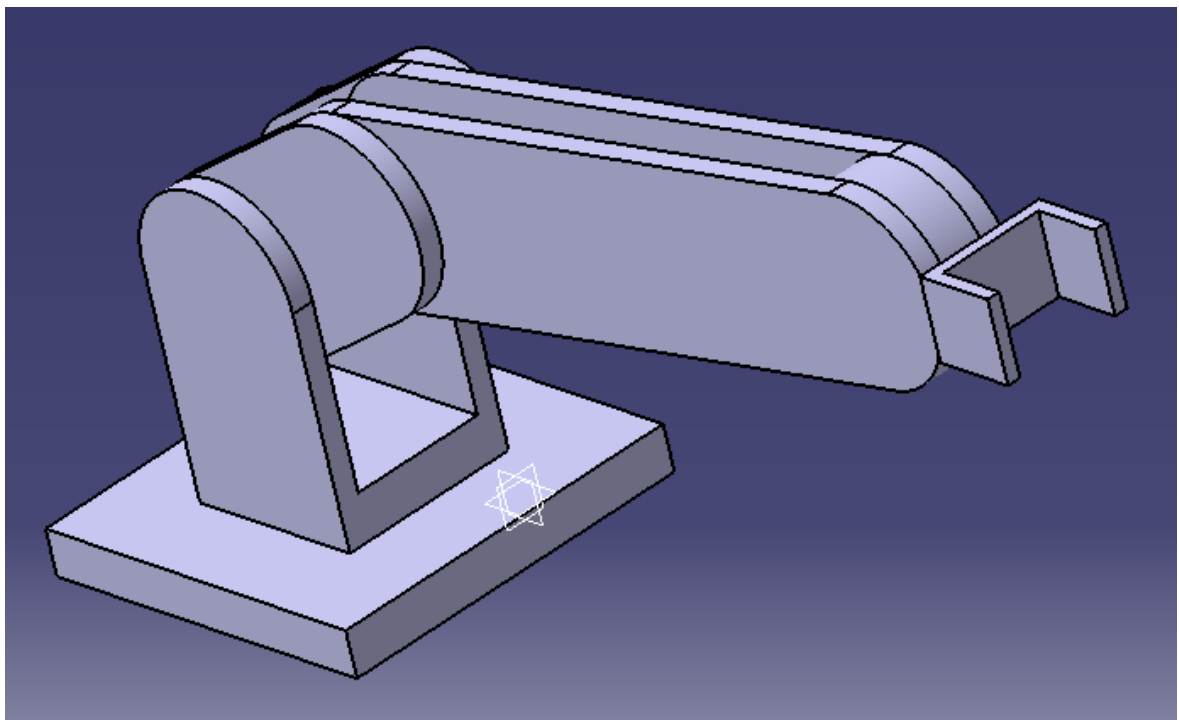


Figura 20: Primera alternativa diseño del brazo mecánico.

## 1.2. SEGUNDA ALTERNATIVA

En esta segunda alternativa se puede apreciar como los eslabones están formados por una forma lineal, en la que su anchura va decreciendo en cuanto el eslabón incrementa su longitud. El inicio y final del eslabón tiene una forma semicircular. Por tanto, los eslabones están formados por una anchura variable, es decir, el valor de anchura es cambiante y concretamente decreciente, a lo largo de toda su longitud. Con esto lo que se consigue es que el brazo gane en ligereza porque no se usa tanto material en la construcción del brazo mecánico y por tanto, la máquina no pesara tanto. Esta ventaja de usar menos material en su construcción



implica menos costes en el diseño del brazo y este factor suele ser importante en la elección de diseño. La máquina también mejorará su estética porque al usar menos material en su construcción no será tan tosca y tendrá una forma más decorativa y mejora la estética visible de ella. En cambio, el brazo mecánico se convierte en menos consistente y rígido, al usarse menos cantidad de material en la construcción de él. Pero esta desventaja que se crea en este tipo de diseño de la máquina se podría solucionar usando materiales livianos en la construcción de ella. Estos materiales se caracterizan por ser unos materiales muy ligeros en comparación con su rigidez. Por tanto, son materiales muy ligeros y rígidos.

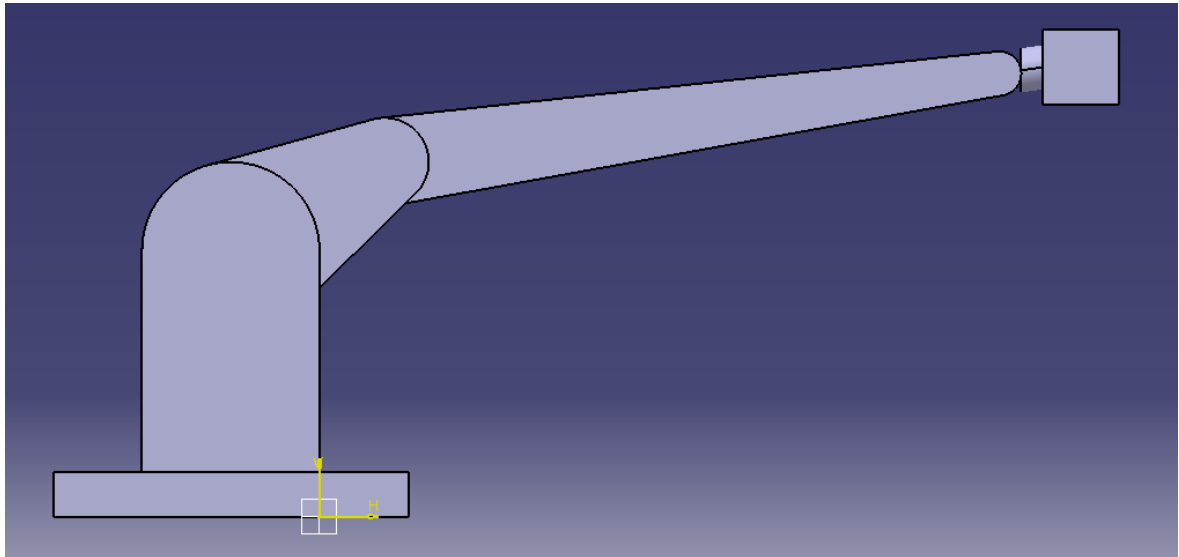
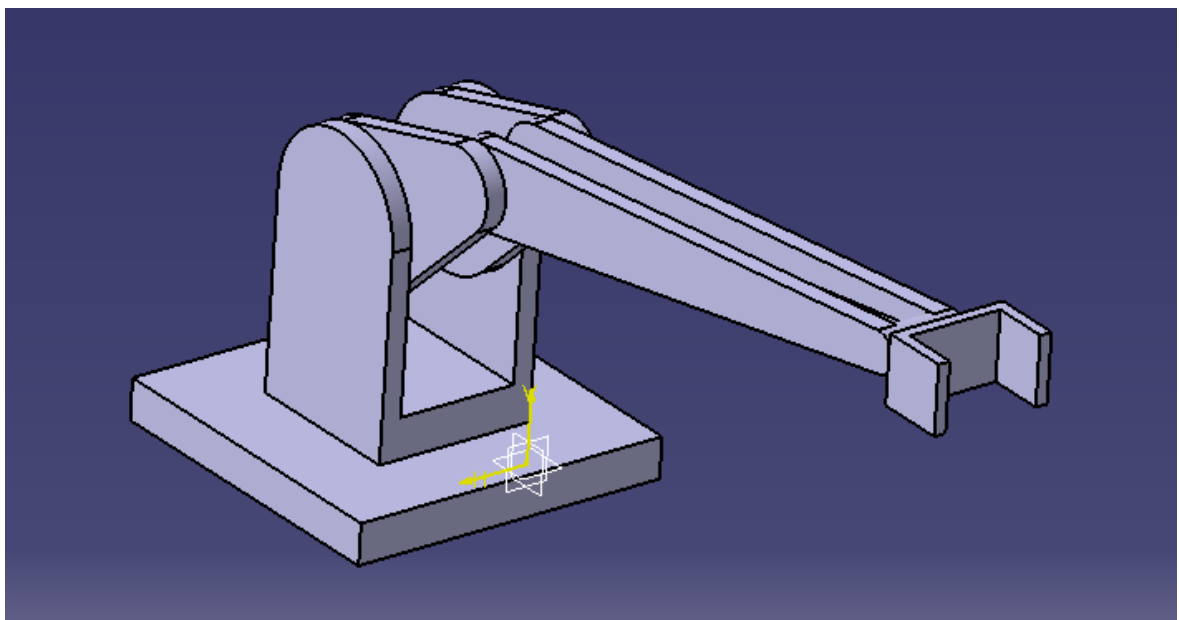


Figura 21: Segunda alternativa diseño del brazo mecánico.



c

### 1.3. ELECCIÓN DEL DISEÑO DEL BRAZO MÉCANICO

Después de analizar las dos alternativas en el diseño del brazo mecánico y ver las ventajas y desventajas que se pueden observar en ambas, se decide utilizar la



segunda alternativa como diseño de la máquina. El factor que más influye en su elección es el del coste de construcción mayor que supondría la primera alternativa por el uso de una mayor cantidad de material. Es verdad que la segunda alternativa es menos rígida y consistente, pero con el uso de materiales livianos en la construcción de la máquina se refuerza esta desventaja que presenta la mencionada alternativa. Por todos estos factores que afectan a ambas alternativas de diseño se elige la segunda alternativa.



# ANÁLISIS ESTÁTICO DEL BRAZO MECÁNICO

## ANÁLISIS ESTÁTICO

En este estudio se analizará la estructura del brazo en condiciones de estaticidad de él, es decir, cuando no hay ningún movimiento o desplazamiento en ninguno de sus puntos. En estas condiciones se verá que cargas y reacciones afectan a la máquina y se analizarán detenidamente.

## GRADOS DE LIBERTAD

Los grados de libertad son los parámetros que se precisan para determinar la posición y la orientación del elemento terminal (mano o pinza) del manipulador. También se pueden definir los grados de libertad como los posibles movimientos básicos (giros y desplazamientos) independientes.

El número de grados de libertad del brazo mecánico vendrá definido mediante la ecuación de Gruebel:

$$F = 3(n - 1) - 2f_1$$

En esta ecuación el valor de  $(n - 1)$  será el número de eslabones móviles que intervienen en el brazo mecánico. El valor de  $f_1$  sin embargo, será el del número de juntas de pasador que permite un grado de libertad relativo entre dos eslabones.

Calculado el número de grados de libertad lo que se verá será que el resultado que saldrá será el de  $F = 1$ . Este resultado lo que refleja será que con sólo conocer una variable de entrada del brazo quedarán definidas todas los puntos que componen el brazo mecánico.

## ANÁLISIS GRÁFICO

$$\begin{array}{ll}
 P = 4,9 \text{ cm} & F_{24} = 47,99 \text{ cm} \\
 F_{43} = 47,99 \text{ cm} & F_{42} = 47,99 \text{ cm} \\
 F_{23} = 48,35 \text{ cm} & F_{32} = 48,35 \text{ cm} \\
 F_{34} = 47,99 \text{ cm} & F_{12} = 4,9 \text{ cm}
 \end{array}$$



ESCALA : 1 cm = 1000 N

$$\begin{array}{ll}
 P = 4900 \text{ N} & F_{24} = 47990 \text{ N} \\
 F_{43} = 47990 \text{ N} & F_{42} = 47990 \text{ N} \\
 F_{23} = 48350 \text{ N} & F_{32} = 48350 \text{ N} \\
 F_{34} = 47990 \text{ N} & F_{12} = 4900 \text{ N}
 \end{array}$$

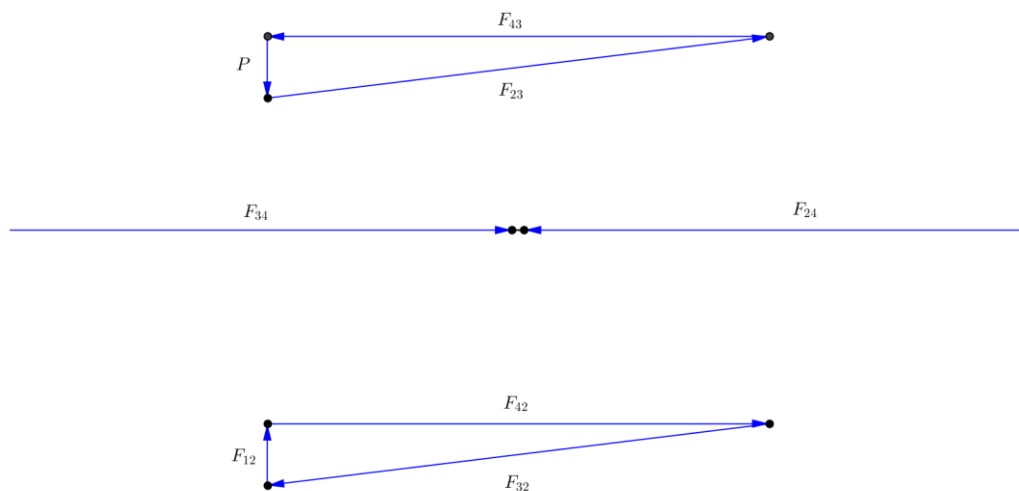


Figura 23: Análisis estático de forma gráfica.

### ESTUDIO MEDIANTE EL PROGRAMA MARC MENTAT (MSC Software)

A continuación se hará un análisis estático detallado mediante el programa Marc Mentat 2012 (MSC Software). Mediante este programa se logrará construir un modelo que se asemeje al modelo y forma del brazo mecánico y así poder analizarlo adecuadamente. Este programa, se encargará de crear un mallado en el modelo para así mediante el análisis de elementos finitos poder observar las cargas y deformaciones a las que estará sometido el brazo mecánico mientras este en funcionamiento.

Como el brazo mecánico está formado por dos eslabones, analizaremos los dos eslabones por separado para así observar detalladamente todos los esfuerzos, tensiones y reacciones que se pueden observar a lo largo de los elementos de cada uno de ellos.

Para analizar adecuadamente los eslabones por los cuales estará formada la máquina, se deberá especificar el material por la que estará formado. Dependiendo del material por el que esté compuesto el brazo mecánico, éste se deformará más o menos a consecuencia de las cargas a las que estará sometida. Por lo tanto, habrá que ser cuidadosos a la hora de elegir el material de la máquina.



## 1. ALTERNATIVAS DEL MATERIAL POR EL CUAL ESTARÁ COMPUESTO EL BRAZO MECÁNICO

### 1.1. ALUMINIO

#### 1.1.1. PROPIEDADES

##### 1.1.1.1. CARACTERÍSTICAS FÍSICAS

Entre las características físicas del aluminio, destacan las siguientes:

- Es un metal ligero, cuya densidad o peso específico es de  $2700 \frac{kg}{m^3}$  (2,7 veces la densidad del agua).
- Tiene un punto de fusión bajo:  $660^{\circ}C$  (933 K).
- El peso atómico del aluminio es de 26,9815.
- Es de color blanco brillante.
- Buen conductor del calor y de la electricidad.
- Resistente a la corrosión, gracias a la capa de  $Al_2O_3$  formada.
- Abundante en la naturaleza.

##### 1.1.1.2. CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS

Entre las características mecánicas del aluminio se tienen las siguientes:

- De fácil mecanizado.
- Muy maleable, permite la producción de láminas muy delgadas.
- Bastante dúctil, permite la fabricación de cables eléctricos.
- Material blando (Escala de Mohs: 2-3). Límite de resistencia en tracción: 160-200 N/mm<sup>2</sup> [160-200 MPa] en estado puro, en estado aleado el rango es de 1400-6000 N/mm<sup>2</sup>. El duraluminio es una aleación particularmente resistente.
- Material que forma aleaciones con otros metales para mejorar las propiedades mecánicas.
- Permite la fabricación de piezas por fundición, forja y extrusión.
- Material soldable.



- Con CO<sub>2</sub> absorbe el doble del impacto

## 1.2. ACERO

### 1.2.1. PROPIEDADES

#### 1.2.1.1. CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS Y TECNOLÓGICAS

Aunque es difícil establecer las propiedades físicas y mecánicas del acero debido a que estas varían con los ajustes en su composición y los diversos tratamientos térmicos, químicos o mecánicos, con los que pueden conseguirse aceros con combinaciones de características adecuadas para infinidad de aplicaciones, se pueden citar algunas propiedades genéricas:

- Su densidad media es de 7850 kg/m<sup>3</sup>.
- En función de la temperatura el acero se puede contraer, dilatar o fundir.
  - El punto de fusión del acero depende del tipo de aleación y los porcentajes de elementos aleantes. El de su componente principal, el hierro es de alrededor de 1.510 °C en estado puro (sin alear), sin embargo el acero presenta frecuentemente temperaturas de fusión de alrededor de 1.375 °C, y en general la temperatura necesaria para la fusión aumenta a medida que se aumenta el porcentaje de carbono y de otros aleantes. (excepto las aleaciones eutécticas que funden de golpe). Por otra parte el acero rápido funde a 1.650 °C.
  - Su punto de ebullición es de alrededor de 3.000 °C.
  - Es un material muy tenaz, especialmente en alguna de las aleaciones usadas para fabricar herramientas.
  - Relativamente dúctil. Con él se obtienen hilos delgados llamados alambres.
  - Es maleable. Se pueden obtener láminas delgadas llamadas hojalata. La hojalata es una lámina de acero, de entre 0,5 y 0,12 mm de espesor, recubierta, generalmente de forma electrolítica, por estaño.
  - Permite una buena mecanización en máquinas herramientas antes de recibir un tratamiento térmico.
  - Algunas composiciones y formas del acero mantienen mayor memoria, y se deforman al sobrepasar su límite elástico.
  - La dureza de los aceros varía entre la del hierro y la que se puede lograr mediante su aleación u otros procedimientos térmicos o químicos



entre los cuales quizá el más conocido sea el templado del acero, aplicable a aceros con alto contenido en carbono, que permite, cuando es superficial, conservar un núcleo tenaz en la pieza que evite fracturas frágiles. Aceros típicos con un alto grado de dureza superficial son los que se emplean en las herramientas de mecanizado, denominados aceros rápidos que contienen cantidades significativas de cromo, wolframio, molibdeno y vanadio. Los ensayos tecnológicos para medir la dureza son Brinell, Vickers y Rockwell, entre otros.

- Se puede soldar con facilidad.

- La corrosión es la mayor desventaja de los aceros ya que el hierro se oxida con suma facilidad incrementando su volumen y provocando grietas superficiales que posibilitan el progreso de la oxidación hasta que se consume la pieza por completo. Tradicionalmente los aceros se han venido protegiendo mediante tratamientos superficiales diversos. Si bien existen aleaciones con resistencia a la corrosión mejorada como los aceros de construcción «corten» aptos para intemperie (en ciertos ambientes) o los aceros inoxidable.

- Posee una alta conductividad eléctrica. Aunque depende de su composición es aproximadamente de  $3 \cdot 10^6$  S/m. En las líneas aéreas de alta tensión se utilizan con frecuencia conductores de aluminio con alma de acero proporcionando éste último la resistencia mecánica necesaria para incrementar los vanos entre la torres y optimizar el coste de la instalación.

- Se utiliza para la fabricación de imanes permanentes artificiales, ya que una pieza de acero imantada no pierde su imantación si no se la calienta hasta cierta temperatura. La magnetización artificial se hace por contacto, inducción o mediante procedimientos eléctricos. En lo que respecta al acero inoxidable, al acero inoxidable ferrítico sí se le pega el imán, pero al acero inoxidable austenítico no se le pega el imán ya que la fase del hierro conocida como austenita no es atraída por los imanes. Los aceros inoxidables contienen principalmente níquel y cromo en porcentajes del orden del 10% además de algunos aleantes en menor proporción.

- Un aumento de la temperatura en un elemento de acero provoca un aumento en la longitud del mismo. Este aumento en la longitud puede valorarse por la expresión:  $\delta L = \alpha \delta t^\circ L$ , siendo  $\alpha$  el coeficiente de dilatación, que para el acero vale aproximadamente  $1,2 \cdot 10^{-5}$  (es decir  $\alpha = 0,000012$ ). Si existe libertad de dilatación no se plantean grandes problemas subsidiarios, pero si esta dilatación está impedida en mayor o menor grado por el resto de los componentes de la estructura, aparecen esfuerzos complementarios que hay que tener en cuenta. El acero se dilata y se contrae según un coeficiente de dilatación similar al coeficiente de dilatación del hormigón, por lo que resulta muy útil su uso simultáneo en la construcción, formando un material compuesto que se denomina hormigón armado.<sup>18</sup> El acero da una falsa sensación de seguridad al ser incombustible, pero sus propiedades mecánicas

fundamentales se ven gravemente afectadas por las altas temperaturas que pueden alcanzar los perfiles en el transcurso de un incendio.

## 2. FACTORES INFLUYENTES EN LA ELECCION DEL MATERIAL

### 2.1. FLECHA

La flecha que se crea en cada eslabón del brazo mecánico a causa de las cargas de trabajo a las que está sometido, es un factor importante para hacer la elección del material por el que estará formado. Como condición de diseño se ha tomado que la flecha máxima admisible para cada eslabón sea:

$$\text{Flecha máxima admisible por eslabón} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm}$$

Por tanto, cada eslabón no puede sobrepasar esta flecha máxima admisible. Si se coge el brazo mecánico completo, la flecha máxima admisible completa será el triple:

$$\text{Flecha máxima admisible brazo mecánico} = 3 \times \frac{1}{250} \text{ m} = 0.012 \text{ m} = 12 \text{ mm}$$

### 2.2. DESPLAZAMIENTO

El desplazamiento total de cada punto del eslabón desde su punto de origen hasta el punto final de deformación de cada eslabón no puede ser muy grande. Según la magnitud de la deformación causada por las cargas del brazo mecánico puede que sobrepase el límite elástico del material por el que está formado, incluso pasar al límite plástico. Por tanto, hay que tener cuidado con esas deformaciones que aparecen en el brazo mecánico.

### 2.3. CANTIDAD DE MATERIAL

Para poder cumplir los dos factores anteriores una solución adecuada puede ser añadir material al brazo mecánico de alguna forma. Por ejemplo, aumentando el espesor o aumentando la altura del brazo mecánico. Con esto se solucionan los dos factores anteriores, aparece otro problema. Ese problema será que al aumentar la cantidad material de la máquina, aumenta el gasto que se hace para poder construirlo y por ello, hay que tener cuidado con este factor para que no aumente el presupuesto excesivamente.

## 3. ANÁLISIS ESTÁTICO DE LOS ESLABONES DEL BRAZO MECÁNICO

### 3.1. ESLABÓN GRANDE

Inicialmente se analizará el eslabón más largo que será el que estará unido al elemento terminal o pinza la cual estará encargada de recoger la carga, transportarla y dejarla adecuadamente. Por el otro lado, este eslabón estará unido a otro eslabón que será más corto. El eslabón tendrá una longitud de siete metros.



El análisis que se hará de este eslabón mediante el programa Marc Mentat 2012 será estático y se deberán especificar unas condiciones y posiciones iniciales del brazo mecánico las cuales se quiere analizar.

Inicialmente, se importara el modelo del eslabón dibujado desde el programa AUTOCAD a Marc Mentat 2012 para poder analizarlo. Se malla el modelo mediante elementos pequeños y así poder ver el comportamiento de cada uno de ellos al estar sometido a cargas de trabajo. El modelo mallado será el siguiente:

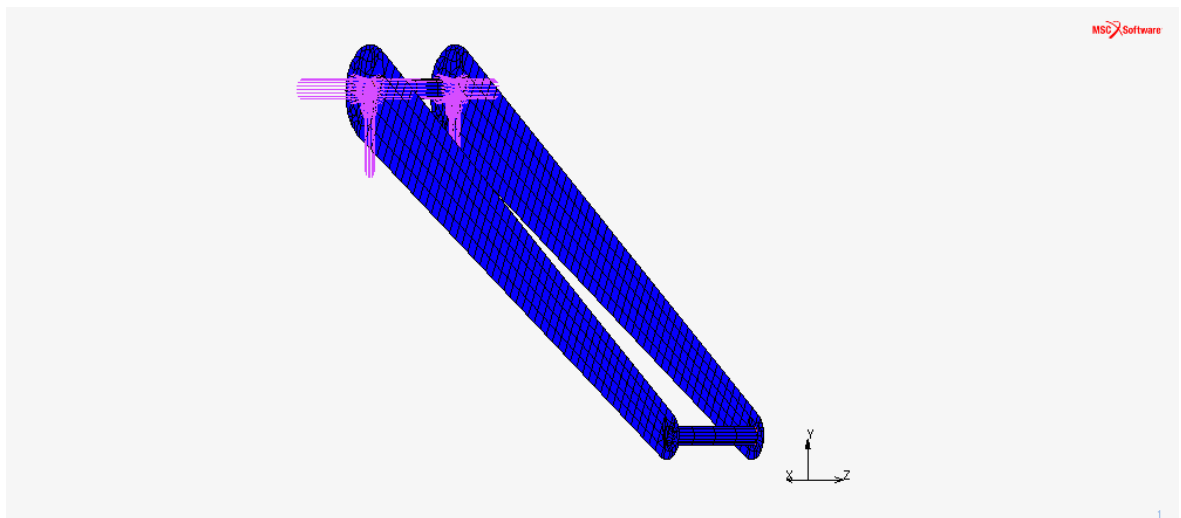


Figura 24: Análisis estático de eslabón grande.

Despues de mallar adecuadamente el modelo, se especificarán las condiciones a las que estará sometido el eslabón a la hora de trabajo. Estas condiciones serán las siguientes:

- 1) La posición inicial que se ha elegido para componer el modelo del eslabón será la posición más desfavorable a la que tiene que llegar el brazo mecánico para poder desempeñar su función. Por tanto, al hacer el análisis de la posición más desfavorable posible, si el brazo mecánico es capaz de soportar las cargas y sea capaz de deformarse menos que la flecha máxima permitida que vendrá especificada en las condiciones de diseño, será capaz de soportarlo también en cualquier posición que se pueda hallar a lo largo de su trayectoria. La posición más desfavorable en la que se puede hallar el brazo mecánico a lo largo de su trayectoria es la siguiente:

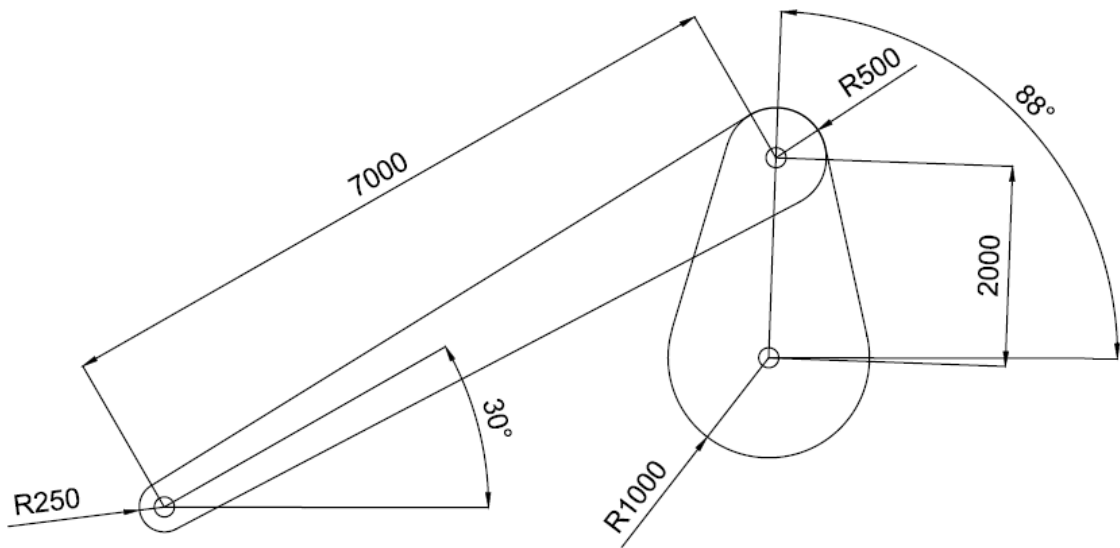
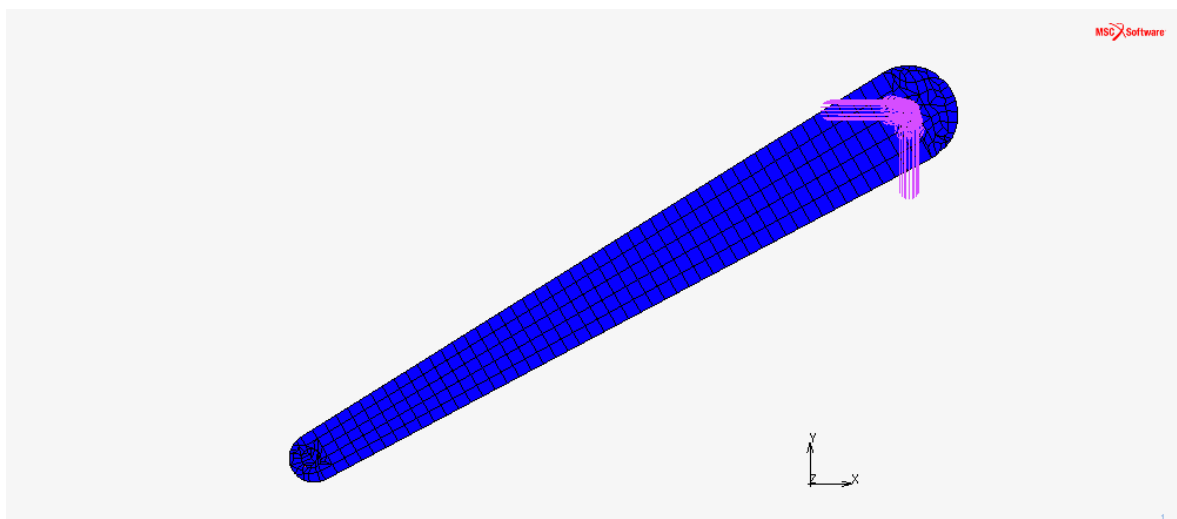


Figura 25: Eslabones del brazo mecánico.

Este caso se ha escogido que es el más desfavorable de todas las posiciones en las que se puede encontrar a lo largo de su trayectoria porque es el caso en el que el brazo llega al punto más bajo de su trayectoria y es el momento de la recogida de cajas desde las estanterías.

2) Se restringirán los desplazamientos en los eje x, y, z de la unión llamada codo la cual será la unión entre los dos eslabones. En esa unión habrá un rodamiento el cual hará que se transmita el movimiento entre los dos eslabones. Por tanto, esta restricción hará que se puedan ver las reacciones a las que estará sometida la unión del codo y así poder calcular las fuerzas a las que estará sometido el otro eslabón.



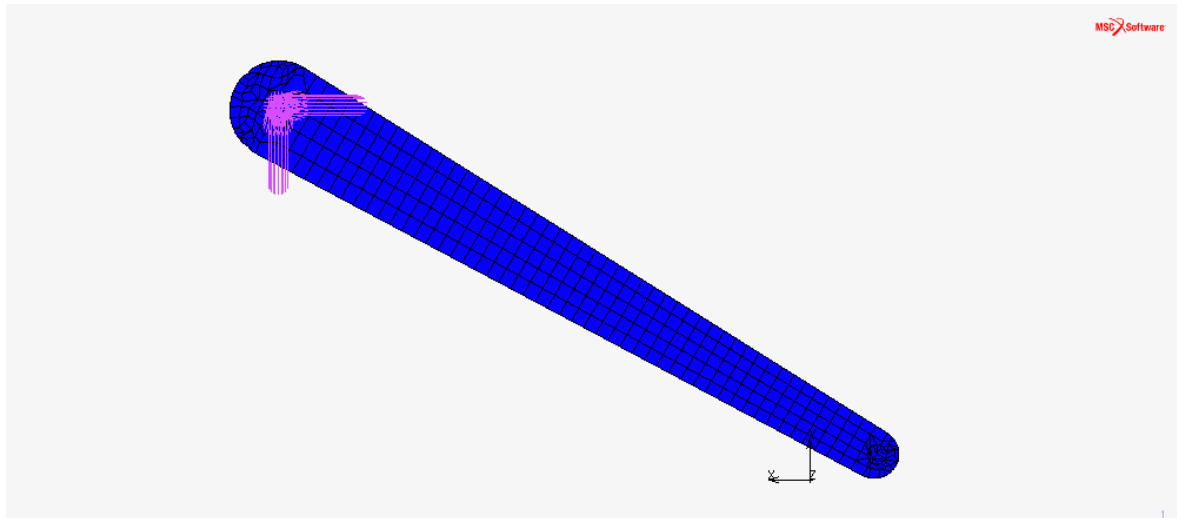


Figura 26: Fijación eslabón grande.

3) Como se ha especificado en las condiciones de diseño del brazo mecánico la carga máxima que podrá soportar sera de 500 kg que equivaldrá a una fuerza de 4900 N. Esta carga estará aplicada en la punta del eslabón donde estará el elemento terminal. Como el brazo estará compuesto por dos eslabones del mismo tipo uno a cada lado de la máquina, la carga irá aplicada en el punto del centro donde irá aplicado el rodamiento de la unión de la muñeca, y cada eslabón aguantará la mitad de la magnitud de la carga máxima que debe aguantar el brazo mecánico. Es decir, cada uno de los dos eslabones deberá aguantar una carga de:

$$\text{Carga soportada por eslabón} = \frac{4900 \text{ N}}{2 \text{ eslabones}} = 2450 \frac{\text{N}}{\text{eslabón}}$$

Por tanto, la carga estará dividida en dos puntos donde estará colocado el rodamiento de la muñeca, como una carga puntual de valor de 2450 N. Pero para incrementar la seguridad de la máquina estas cargas puntuales se incrementarán por un coeficiente de seguridad que hará que todos los resultados de deformaciones y tensiones que intervendrán en el eslabón se cumplan sin ningún problema.

COEFICIENTE DE SEGURIDAD = 1.5

$$\text{CARGA PUNTUAL} = 2450 \frac{\text{N}}{\text{eslabón}} \times 1.5 = 3675 \frac{\text{N}}{\text{eslabón}}$$

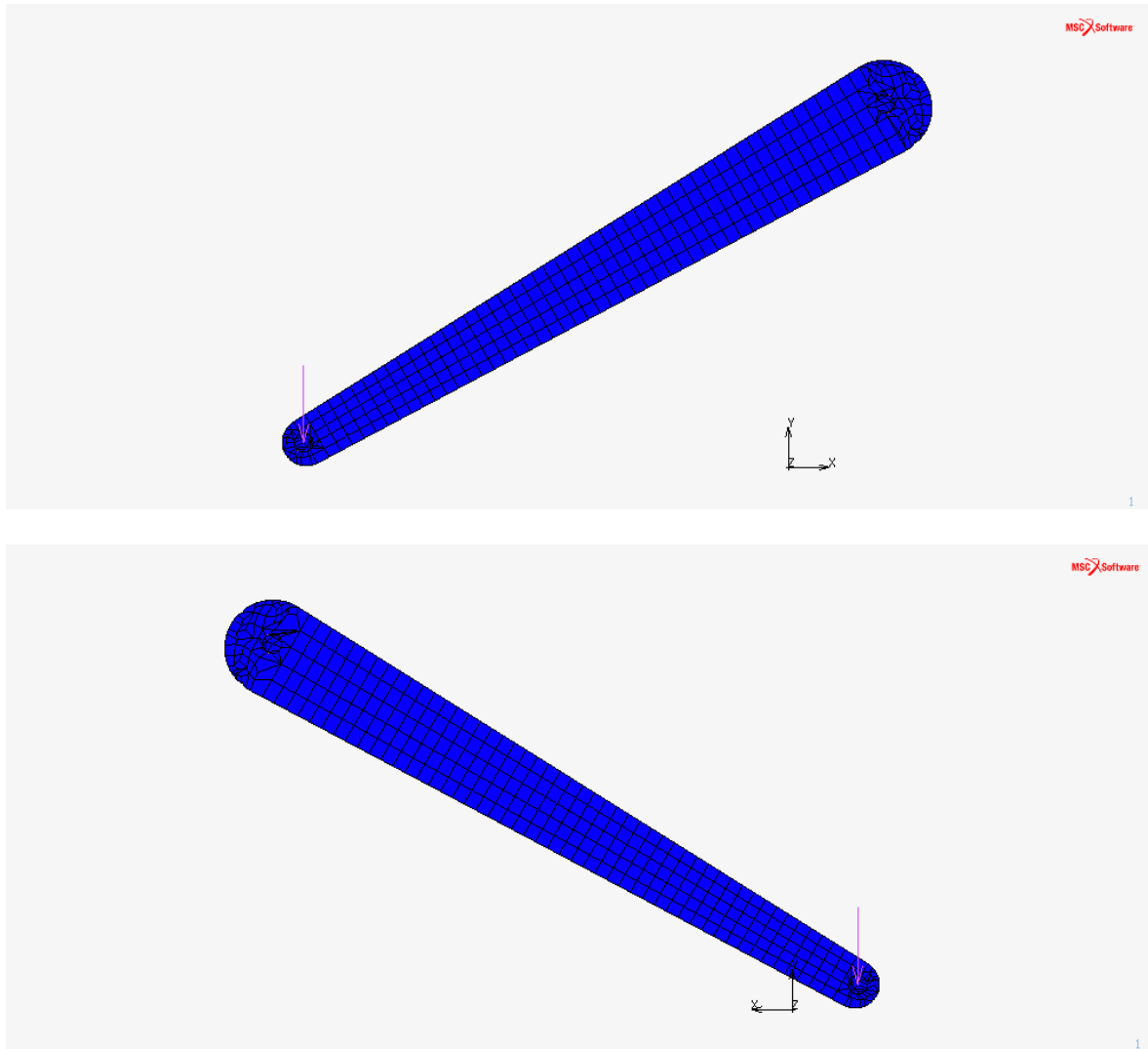
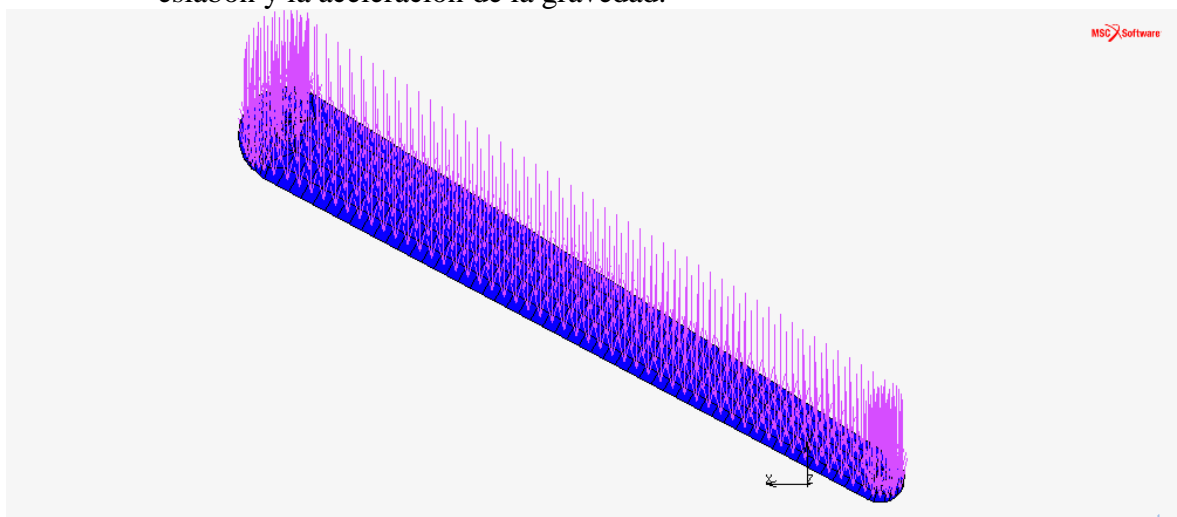


Figura 27: Carga del eslabón grande.

4) Se tendrá en cuenta la acción de la gravedad a la hora del uso del brazo mecánico para ver una deformación y tensión más real en el eslabón. La carga que sometera al brazo la gravedad se introducirá sin mayorar porque la fuerza que se crea es totalmente conocida. La fuerza será el producto entre el peso del eslabón y la aceleración de la gravedad.



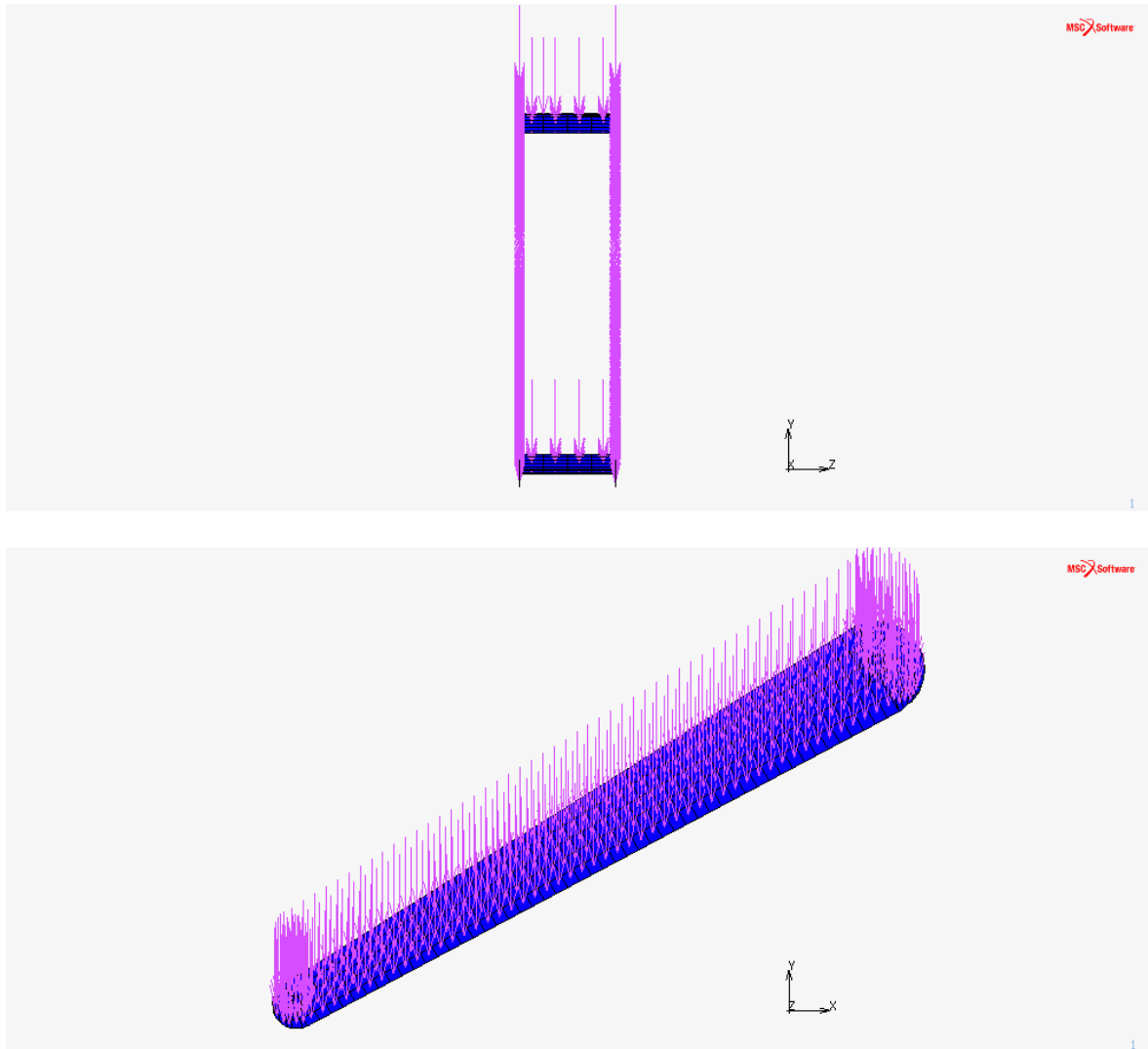
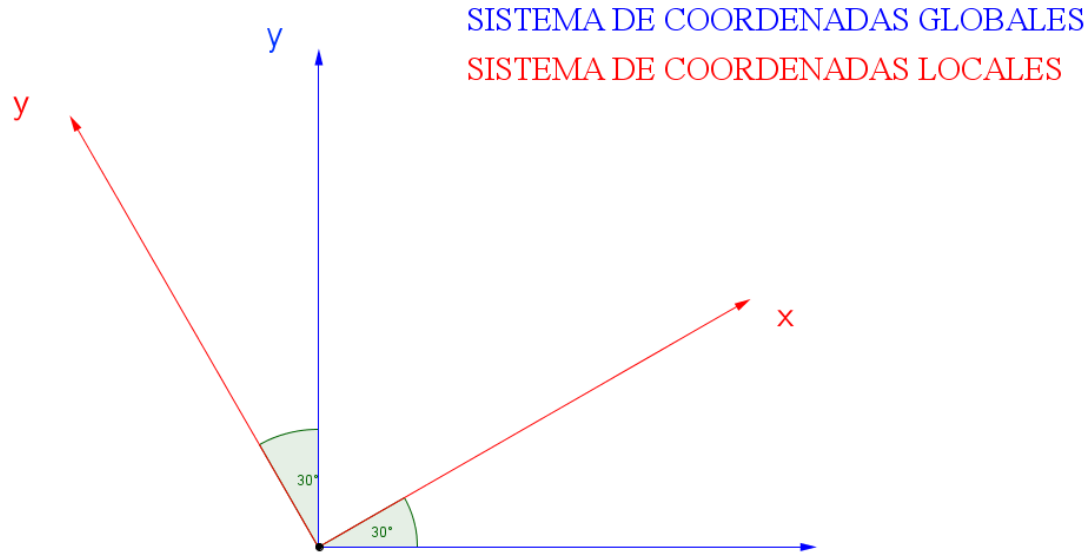


Figura 28: Efecto de la gravedad en el eslabón grande.

Una vez acabado el modelo y especificado las condiciones iniciales a las que se encontrará y el material por el cual estará compuesto el brazo mecánico se interpretarán las consecuencias que tendrá el brazo mecánico al estar sometido a las condiciones de trabajo.

Para interpretar bien los resultados lo primero que se hará será definir el sistema de coordenadas. Si no se define el sistema de coordenadas, los resultados se darán en el sistema de coordenadas globales. Si se define según la posición del modelo a analizar el eje de coordenadas que se usará será local. Por tanto, según que tipos de resultados se requieren se utilizará un sistema de coordenadas globales o locales.



Para analizar el brazo mecánico se estudiarán siete casos de deformaciones y reacciones que estarán sometidas sobre cada eslabón. Estos serán los siete casos según el sistema de coordenadas en el que se quiere conseguir los resultados.

### SISTEMA DE COORDENADAS LOCALES

Los resultados de los siguientes casos vendrán definidos por el sistema de coordenadas locales que será el siguiente:

1) Desplazamiento en el eje x: En este caso se verá como al deformarse el eslabón por las cargas a las que está sometido, como se desplaza cada punto respecto a la posición inicial de cada punto sin deformarse, sobre el eje x.

2) Desplazamiento en el eje y: En este caso se verá como al deformarse el eslabón por las cargas a las que está sometido, como se desplaza cada punto respecto a la posición inicial de cada punto sin deformarse, sobre el eje y.

3) Desplazamiento en el eje z: En este caso se verá como al deformarse el eslabón por las cargas a las que está sometido, como se desplaza cada punto respecto a la posición inicial de cada punto sin deformarse sobre el eje z.

4) Desplazamiento: En este caso se verá como al deformarse el eslabón por las cargas a las que está sometido, como se desplaza cada punto respecto a la posición inicial de cada punto sin deformarse. El valor total del desplazamiento de cada punto será la suma vectorial entre los tres desplazamientos a la que este sometido cada punto en los tres ejes.



Los resultados de estos cuatro casos vendrán definidos por coordenadas locales porque así se puede observar como se deforma el eslabón respecto a su propio eje.

### SISTEMA DE COORDENADAS GLOBALES Y SISTEMA DE COORDENADAS CILÍNDRICAS

5) Fuerza de reacción en el eje x: Los resultados de este caso servirán para conocer las reacciones en el eje x que sufren los nudos a los que se les restringido los desplazamientos en los ejes x, y, z. La suma de las reacciones en el eje x de todos los nudos a los que se les restringe el desplazamiento en x, y, z será la reacción total en el eje x que transmitirá el eslabón grande al siguiente eslabón pequeño.

6) Fuerza de reacción en el eje y: Los resultados de este caso servirán para conocer las reacciones en el eje y que sufren los nudos a los que se les restringido los desplazamientos en los ejes x, y, z. La suma de las reacciones en el eje y de todos los nudos a los que se les restringe el desplazamiento en x, y, z será la reacción total en el eje y que transmitirá el eslabón grande al siguiente eslabón pequeño.

7) Fuerza de reacción en el eje z: Los resultados de este caso servirán para conocer las reacciones en el eje z que sufren los nudos a los que se les restringido los desplazamientos en los ejes x, y, z. La suma de las reacciones en el eje z de todos los nudos a los que se les restringe el desplazamiento en x, y, z será la reacción total en el eje z que transmitirá el eslabón grande al siguiente eslabón pequeño.

Por un lado, los resultados de estos tres casos vendrán definidos por coordenadas globales porque los resultados que se quieren obtener son las reacciones en cada eje que transmite el eslabón grande al otro eslabón más pequeño. La reacción total transmitida será la suma vectorial de las tres reacciones en los tres ejes de coordenadas.

Por otro lado, los resultados de las reacciones sometidas a los nudos a los que se les restringe los desplazamientos en el eje x, y, z interesa también que vengan definidos por coordenadas cilíndricas para poder facilitar la elección de los rodamientos adecuados para el brazo mecánico.

#### **3.1.1. DESPLAZAMIENTO TOTAL**

A continuación se analizará la deformación total que tendrá el eslabón a causa de las deformaciones causadas por las cargas de trabajo del brazo mecánico. Se estudiarán dos casos en los que el eslabón grande estará construido por acero y aluminio. Según este estudio se elegirá el material más apropiado para la construcción de la máquina.

##### **3.1.1.1. ALUMINIO**

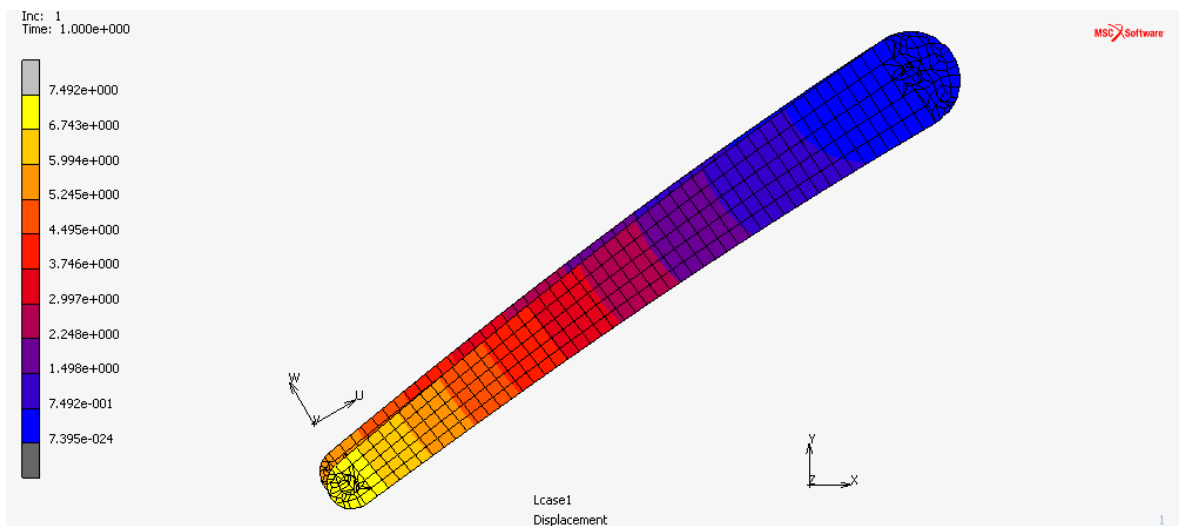
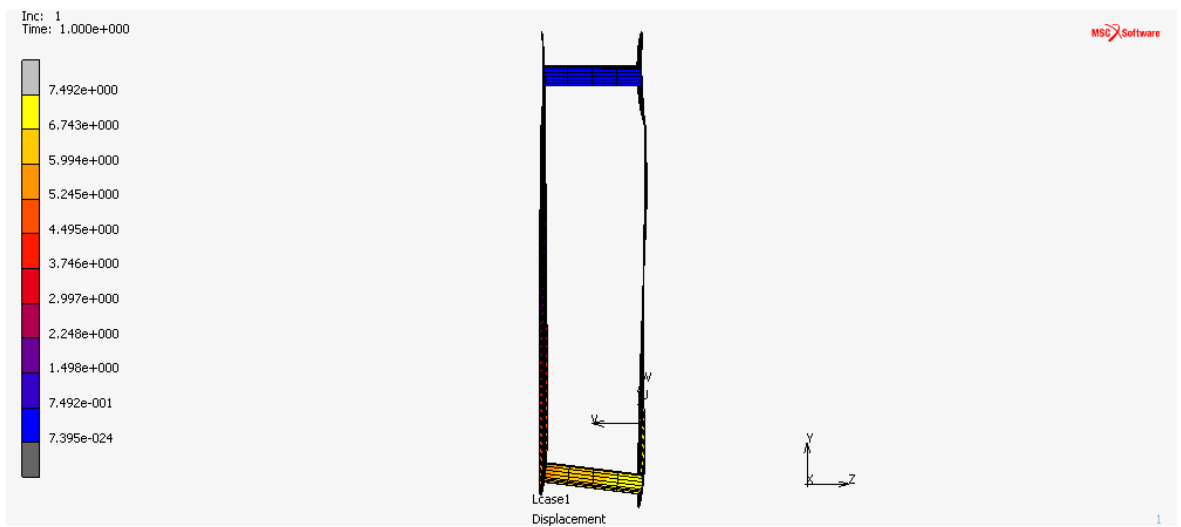
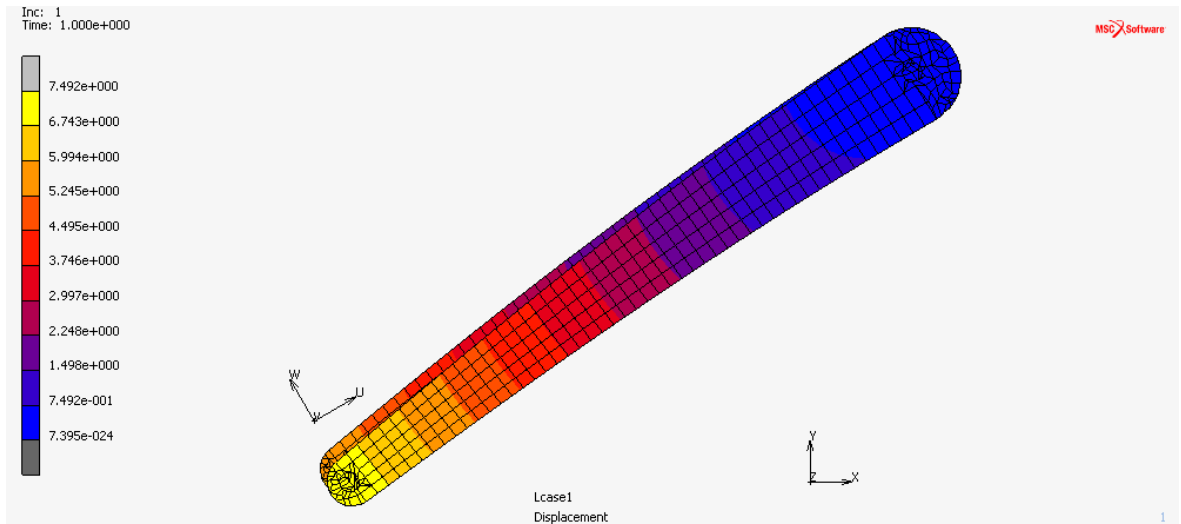


Figura 29: Desplazamiento total del eslabón grande de aluminio.

### 3.1.1.2. ACERO



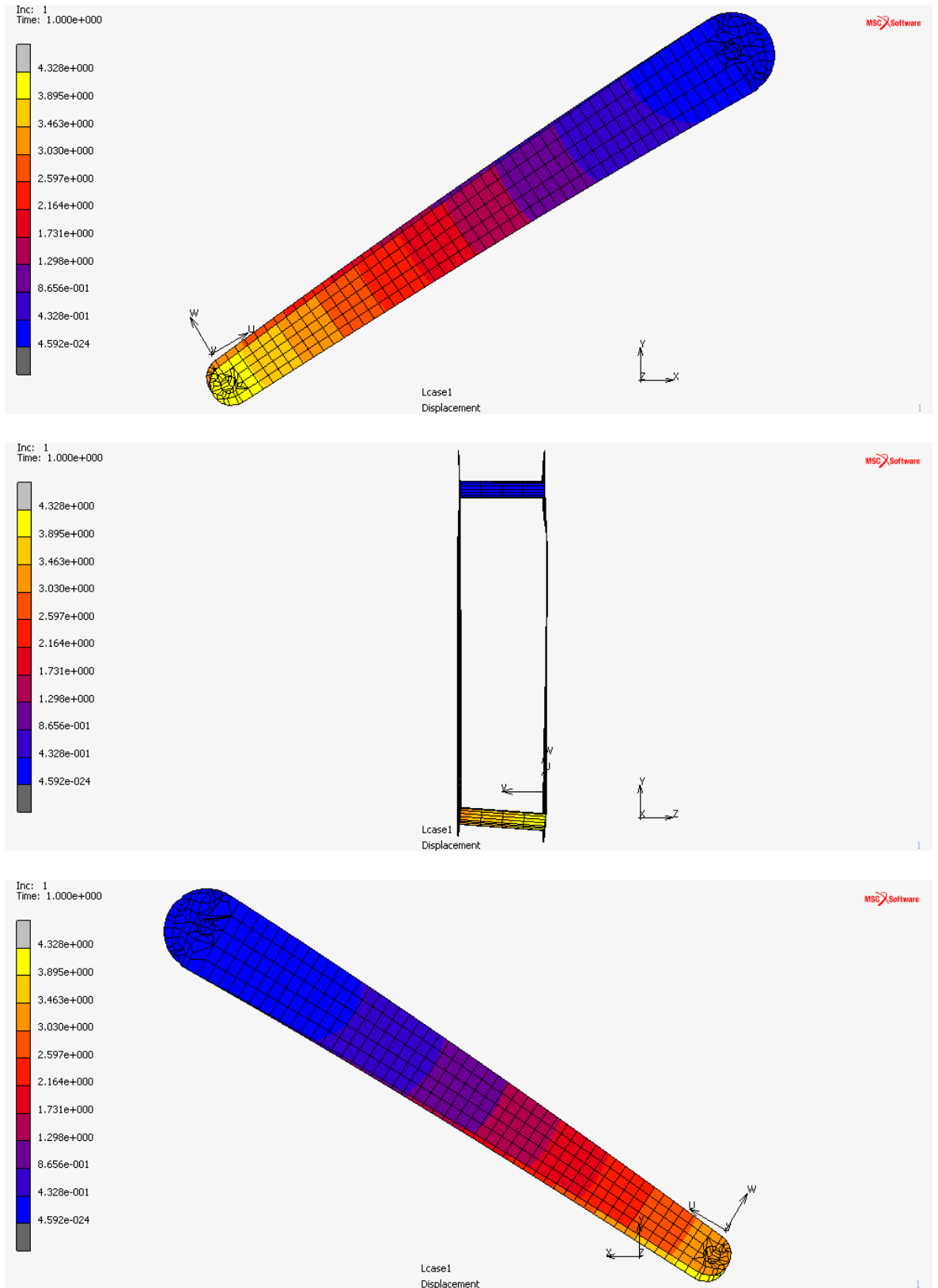


Figura 30: Desplazamiento total del eslabón grande de acero.

### 3.1.1.3. CONCLUSIONES DE LA ELECCIÓN DE MATERIAL SEGÚN EL ANÁLISIS ESTÁTICO DE DESPLAZAMIENTO TOTAL

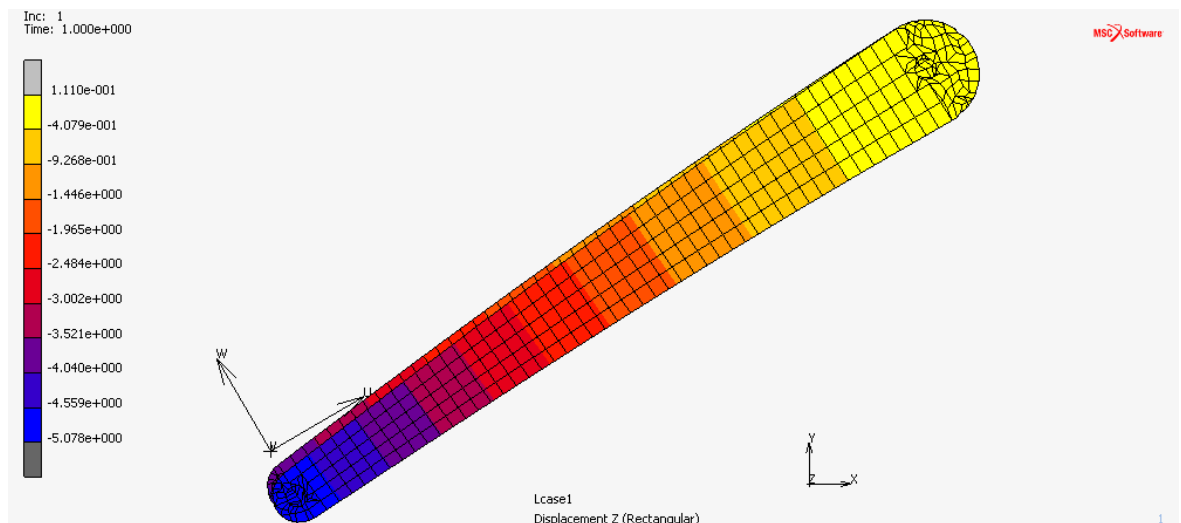
Como se puede apreciar en los resultados de los desplazamientos totales de los puntos del eslabón grande, como el eslabón construido mediante aluminio se deforma mucho más que el construido por acero. Por tanto, para disminuir ese desplazamiento total una solución adecuada puede ser aumentar el espesor del eslabón. Para poder igualar los desplazamientos totales de los puntos de los dos eslabones de cada material, la cantidad de material que habrá que añadir como espesor del eslabón será mucho mayor en el de aluminio que en el de acero. Aunque el acero sea algo más caro que el aluminio, la cantidad de material de más que habrá que utilizar en el eslabón de aluminio comparado con la cantidad de material del eslabón de acero supondrá un coste mayor en el presupuesto de la construcción de la máquina. Por tanto, como material se utilizará el acero que la deformación será menor que la del aluminio.

### 3.1.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y. FLECHA MÁXIMA DEL BRAZO MECÁNICO ACERO

En el desplazamiento que tendrán todos los puntos en el eje z por la deformación causada por las cargas que intervienen en el eslabón durante su funcionamiento. Este desplazamiento está definido en coordenadas locales y el eje y será el que indica la flecha máxima de este eslabón del brazo mecánico. Las cargas que intervienen en el eslabón no están mayoradas y por tanto, esas cargas que intervendrán en este análisis estático serán las reales. Esto indica a que se calcularán los resultados del eslabón para el estado límite de servicio. En las condiciones de diseño de este brazo mecánico se indica como la flecha máxima que se puede permitir será la siguiente:

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm}$$

#### FLECHA DEL ESLABÓN CON ESPESOR DE 25 mm



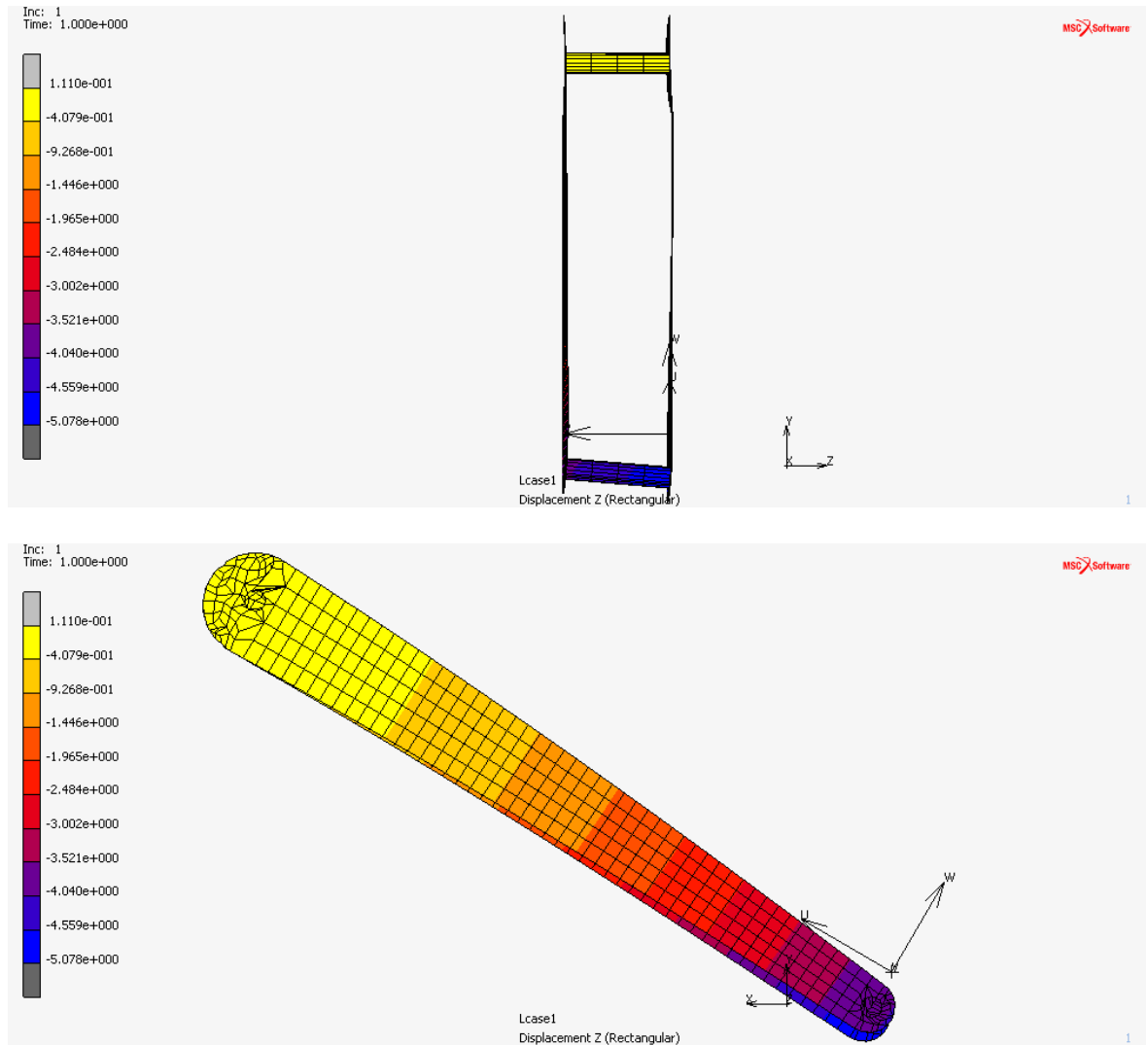


Figura 31: Flecha máxima del eslabón grande espesor 25 mm.

En este caso, el eslabón tendrá un espesor de 25 mm. Con este espesor la máxima deformación en el eje local z o la flecha máxima que tiene el eslabón, como se ve en la figura anterior será de  $-5.078$  mm. El signo menos es indicativo de que el eslabón flexiona para abajo a causa de las cargas que deberá soportar el brazo mecánico.

Por tanto, la flecha de este eslabón es de 5.078 mm pero este modelo de eslabón sobrepasa esta flecha máxima admisible que es de 4 mm.

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm} < 5.078 \text{ mm}$$

Por tanto, habrá que rebajar la flecha de este eslabón para que sea menor que la flecha máxima admisible. Habrá que tener en cuenta alguna técnica que sea capaz de mejorar la flecha. Una técnica para mejorar la flecha del eslabón será la de incrementar el espesor del eslabón y así poder rebajar la flecha.

### FLECHA DEL ESLABÓN CON ESPESOR DE 45 mm

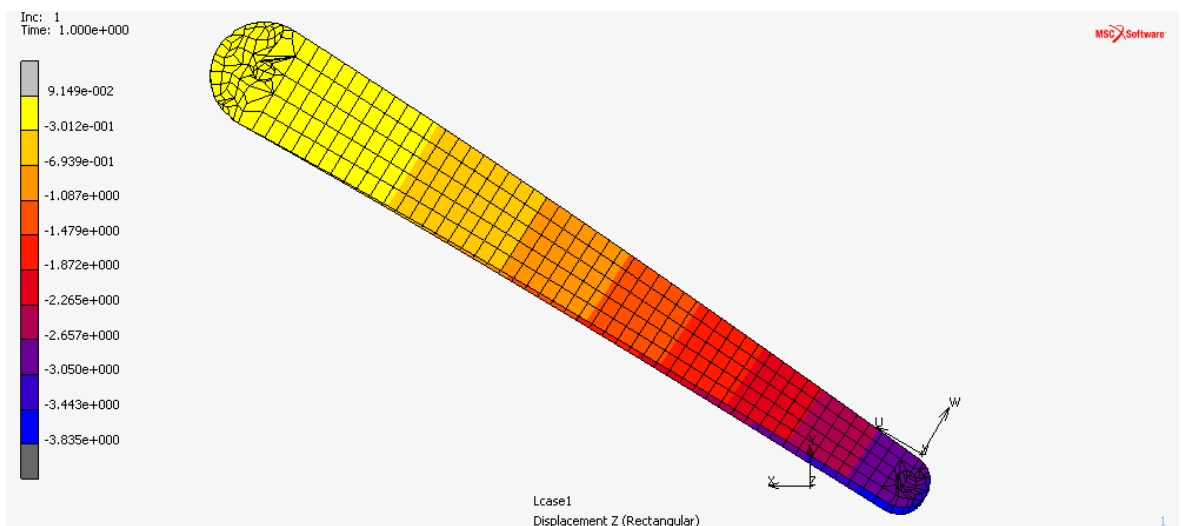
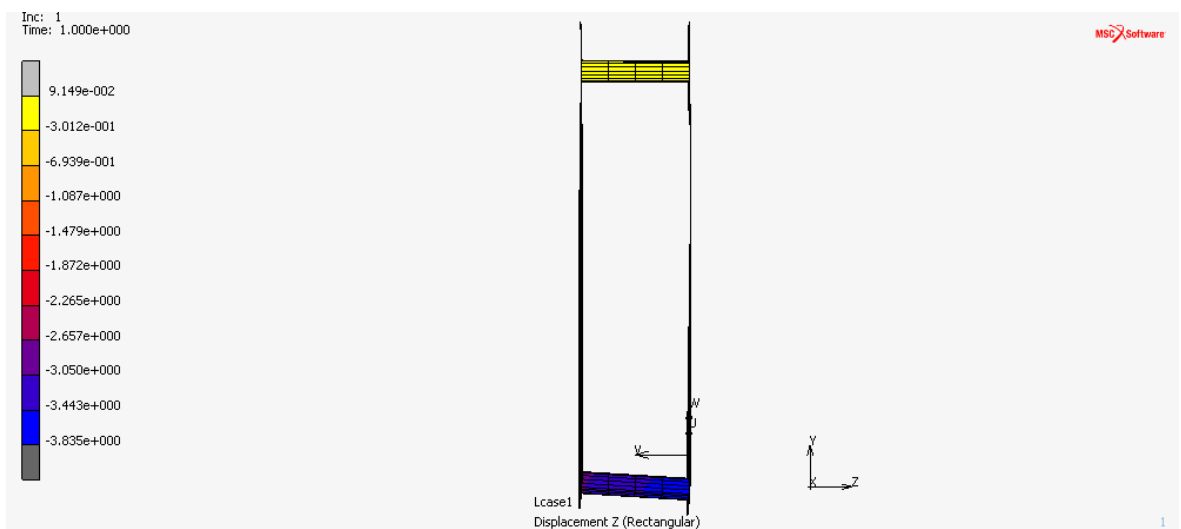
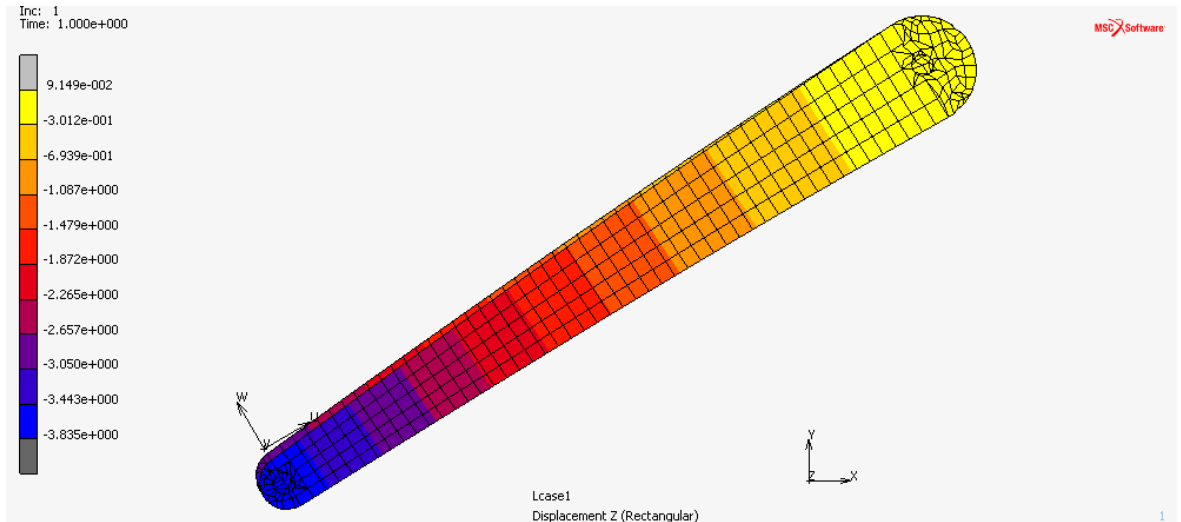


Figura 32: Flecha máxima del eslabón grande espesor 45 mm.

### 3.1.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X

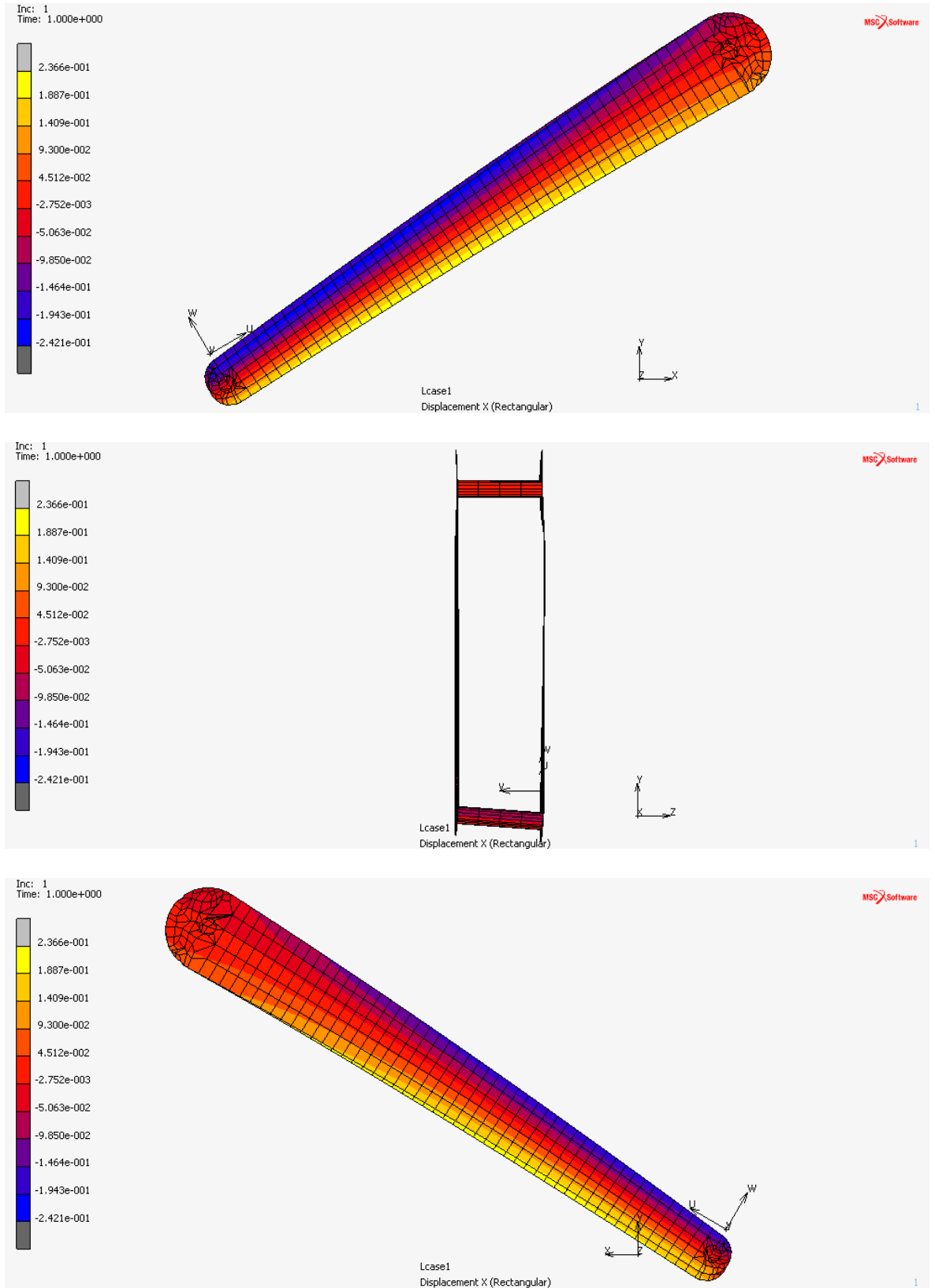


Figura 33: Desplazamiento en el eje x del eslabón grande.

### 3.1.4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z

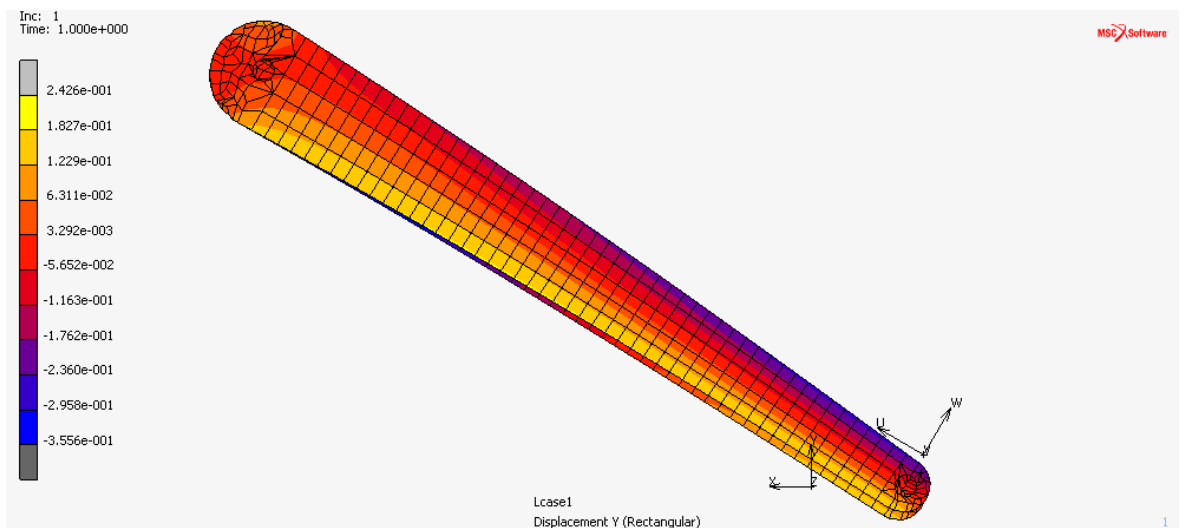
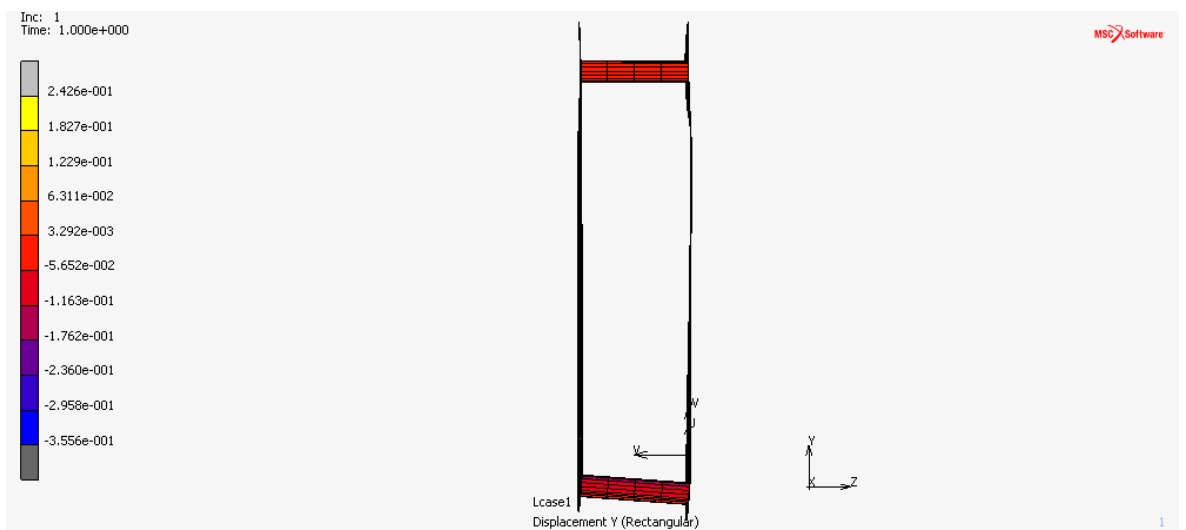
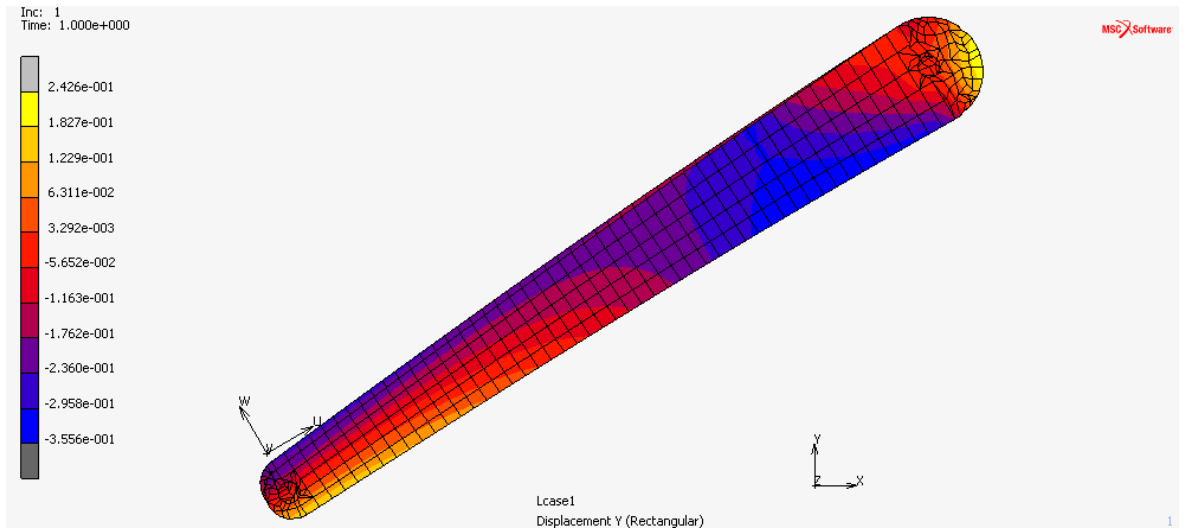


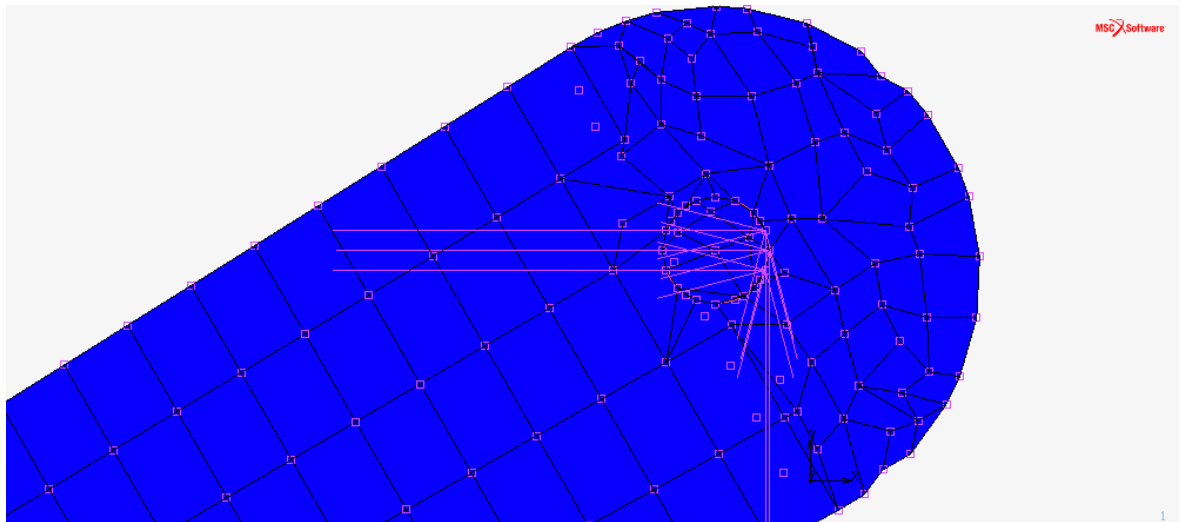
Figura 34: Desplazamiento en el eje z, del eslabón grande.

### 3.1.5. REACCIONES EN EL EJE X

Para calcular las reacciones en el eje x del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar el eslabón una carga muy grande, las reacciones en el eje x que tendrá que soportar en el rodamiento de unión entre los dos eslabones serán en dirección positiva del eje x. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar el rodamiento y que también para determinar el análisis estático del eslabón pequeño, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en la parte derecha de la circunferencia de unión entre los dos eslabones que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje x.

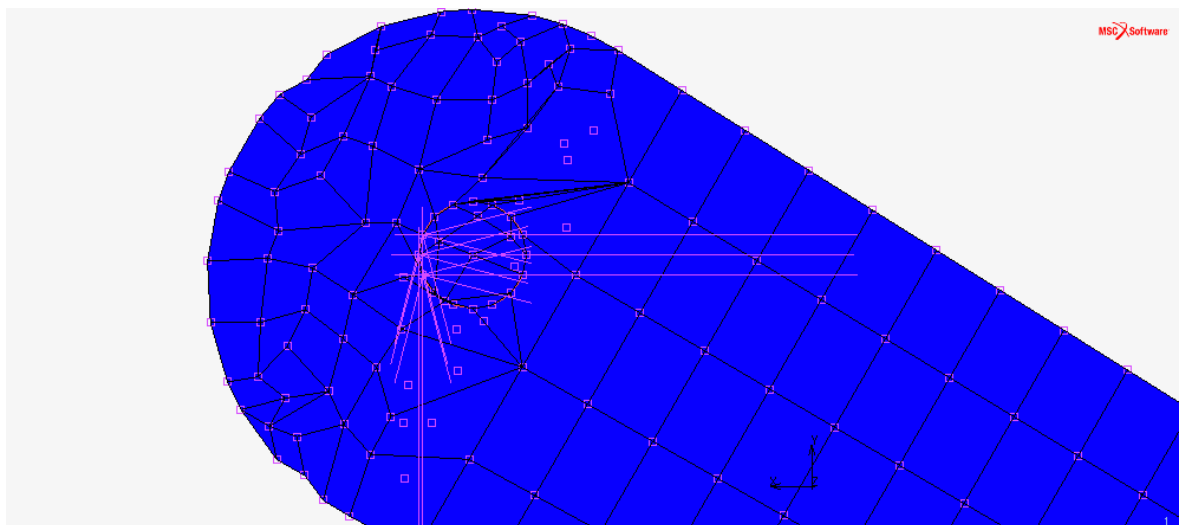
En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.

### 3.1.5.1. ESLABÓN DERECHO



Reacción total en el eje x = 413 N = 0.413 kN

### 3.4.3.1.5.2. ESLABÓN IZQUIERDO



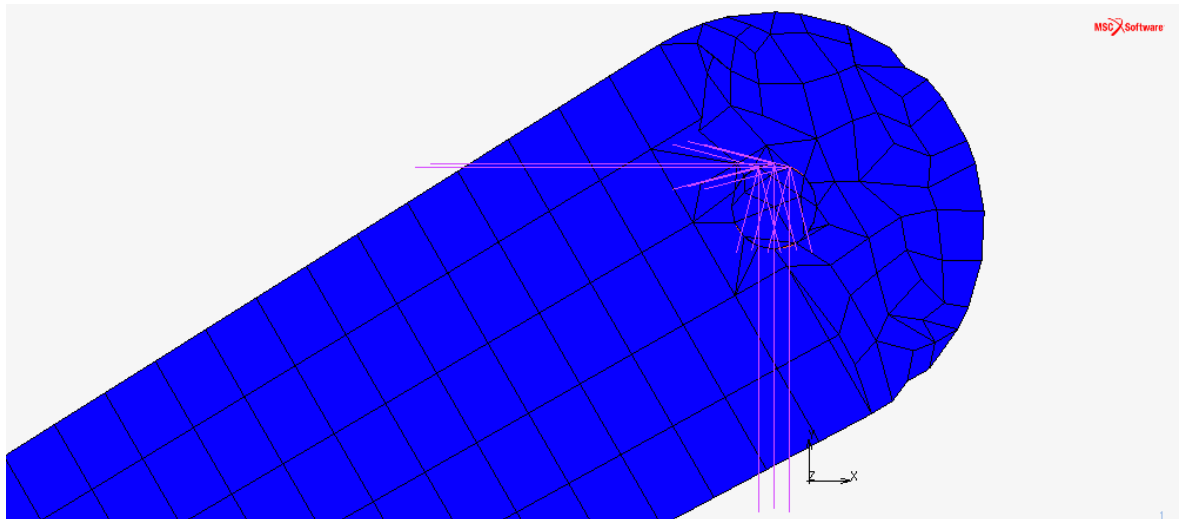
**Reacción total en el eje x = 413 N = 0.413 kN**

### 3.1.6. REACCIONES EN EL EJE Y

Para calcular las reacciones en el eje y del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar el eslabón una carga muy grande, las reacciones en el eje y que tendrá que soportar en el rodamiento de unión entre los dos eslabones serán en dirección contraria al peso de la carga. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar el rodamiento y que también para determinar el análisis estático del eslabón pequeño, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en la parte baja de la circunferencia de unión entre los dos eslabones que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje y.

En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.

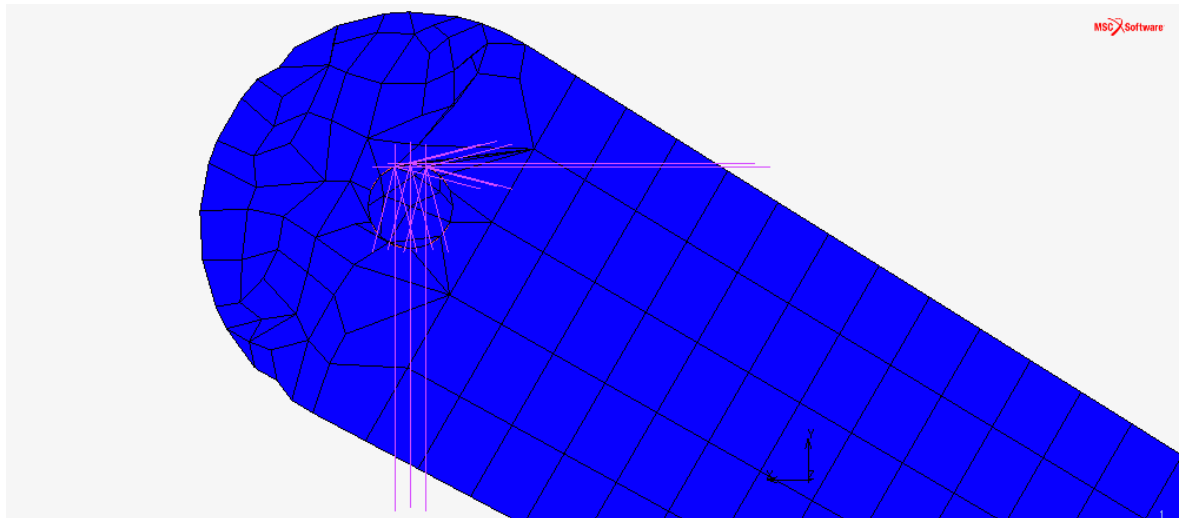
#### 3.1.6.1. ESLABÓN DERECHO



**Reacción total en el eje y = 23085 N = 23.085 kN**

#### 3.1.6.2. ESLABÓN IZQUIERDO





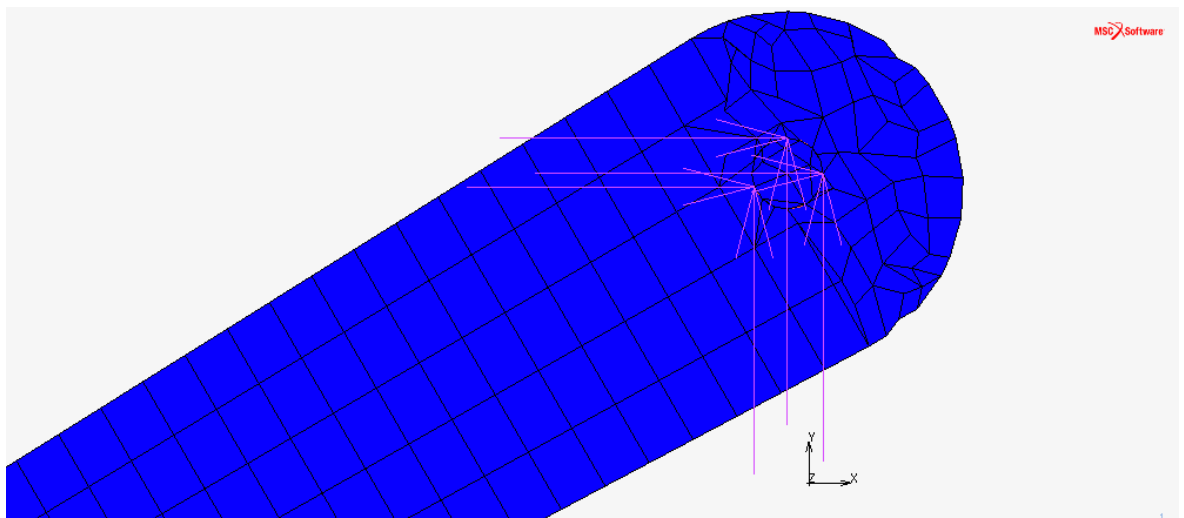
**Reacción total en el eje y = 23085 N = 23.085 kN**

### 3.1.7. REACCIONES EN EL EJE Z

Para calcular las reacciones en el eje z del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar el eslabón una carga muy grande, las reacciones en el eje z que tendrá que soportar en el rodamiento de unión entre los dos eslabones serán en dirección positiva del eje z. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar el rodamiento y que también para determinar el análisis estático del eslabón pequeño, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, tres nudos cualesquiera de la circunferencia de unión entre los dos eslabones. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje z.

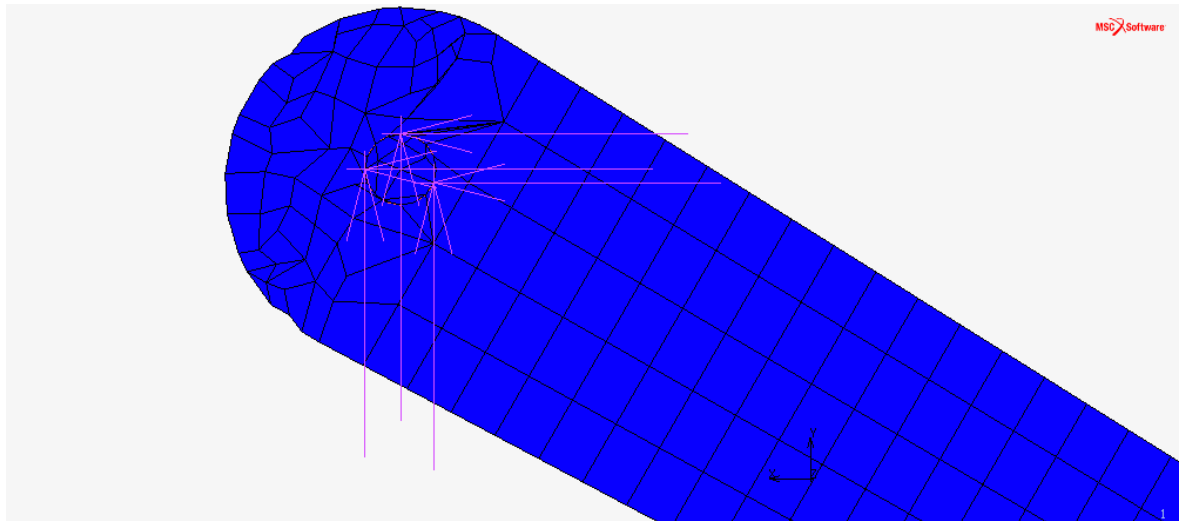
En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.

#### 3.1.7.1. ESLABÓN DERECHO



**Reacción total en el eje z = 665.2435 N = 0.665 kN**

### 3.1.7.2. ESLABÓN IZQUIERDO

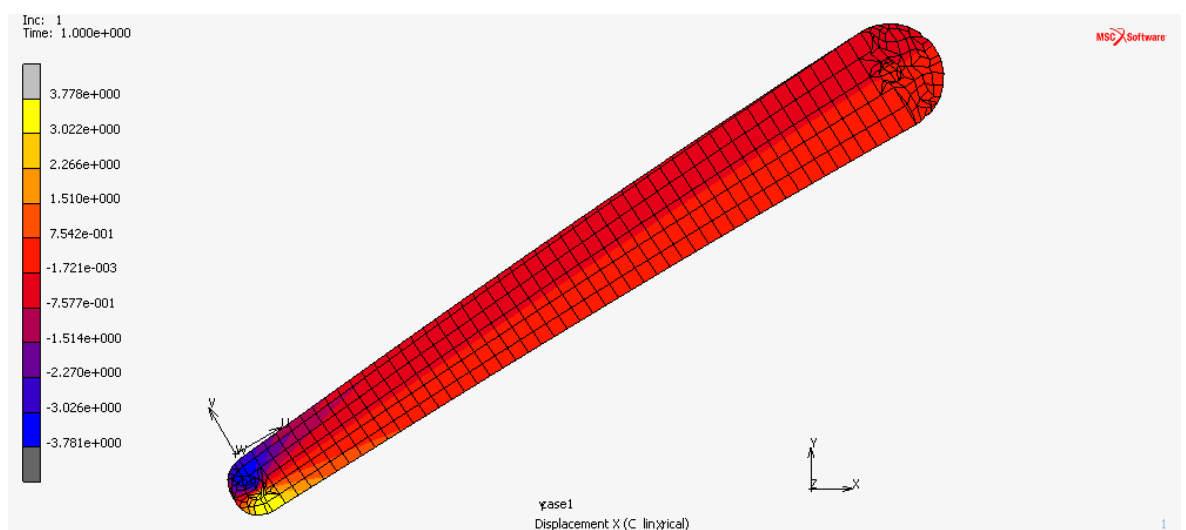


Reacción total en el eje z =  $-664.917 \text{ N} = -0.665 \text{ kN}$

### 3.1.8. COORDENADAS CILINDRICAS

Se analizará el eslabón mediante coordenadas cilíndricas y así poder estudiar la deformación del eslabón en los ejes radial, tangencial y en el z. Con estos resultados lo que se tratará de conseguir será los rodamientos adecuados en las uniones correspondientes al eslabón. Por tanto, según la deformación que tenga en cada eje de coordenadas cilíndricas se elegirá el rodamiento adecuado para ese caso. Por tanto, se elegirá un rodamiento que sea capaz de soportar la deformación indicada en este caso.

#### 3.1.8.1. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE RADIAL



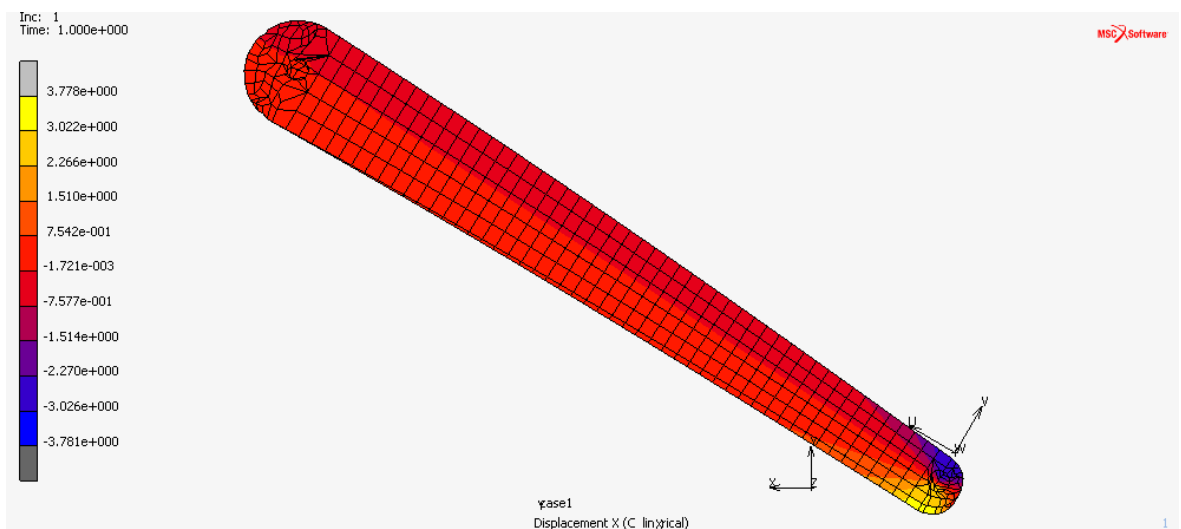
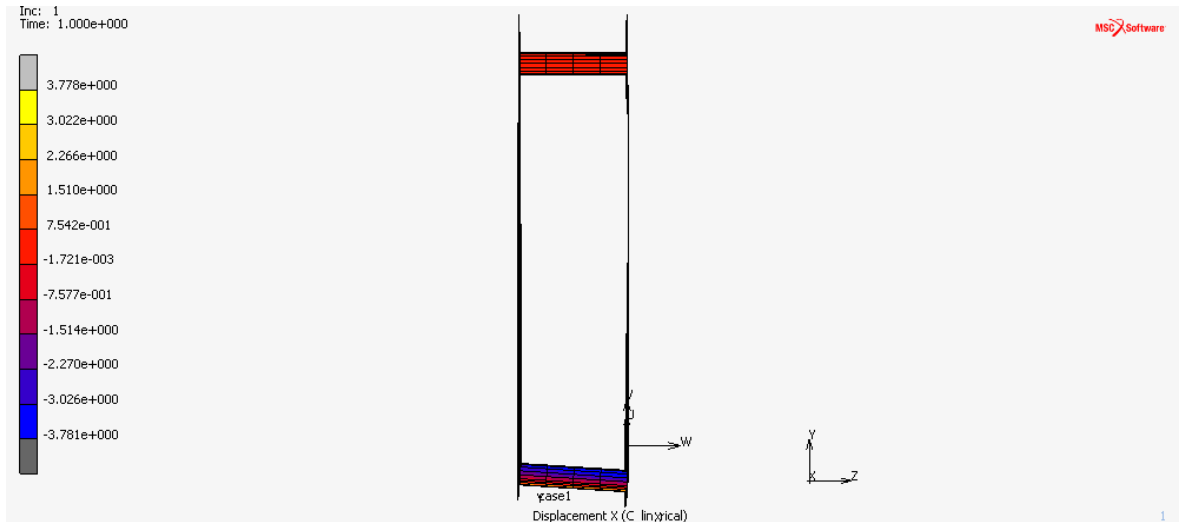
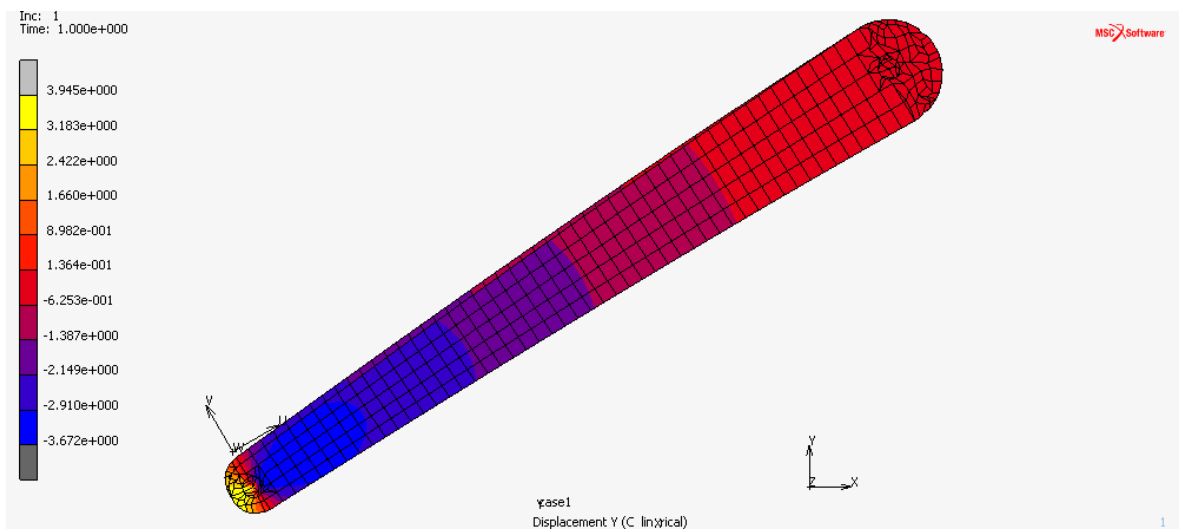


Figura 35: Desplazamiento en el eje radial del eslabón grande.

### 3.1.8.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE TANGENCIAL



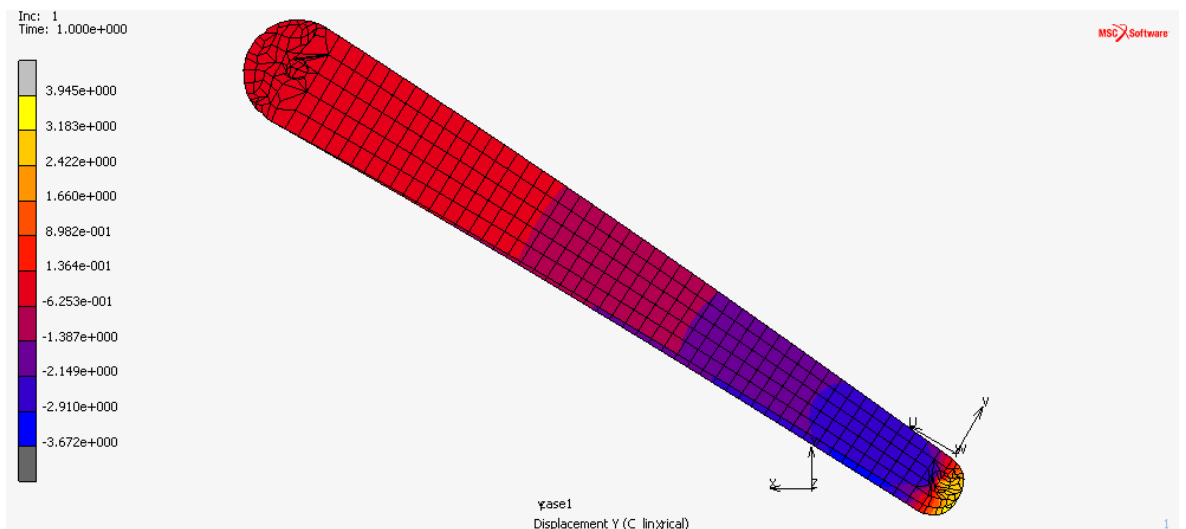
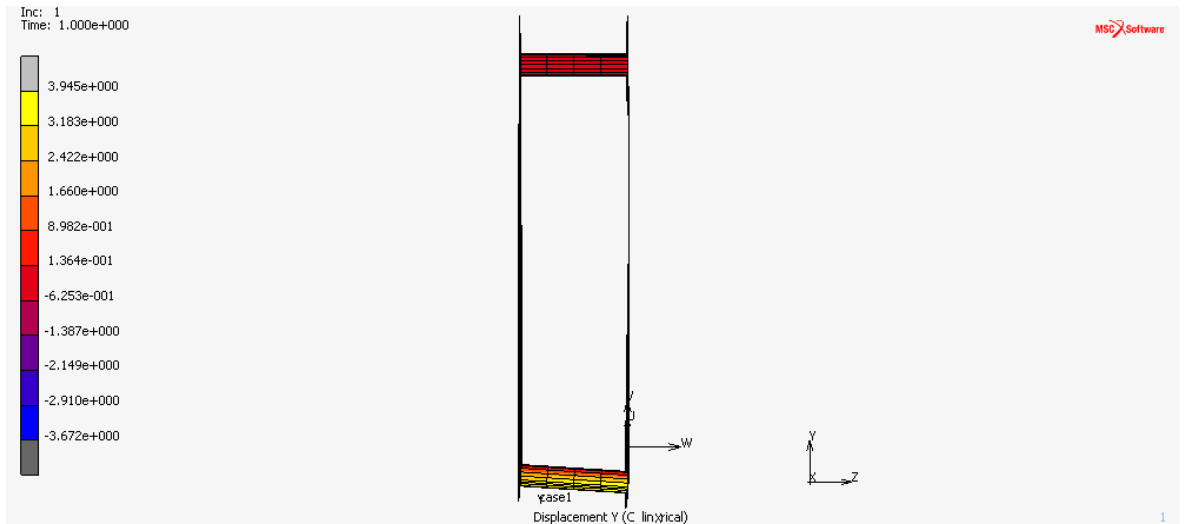
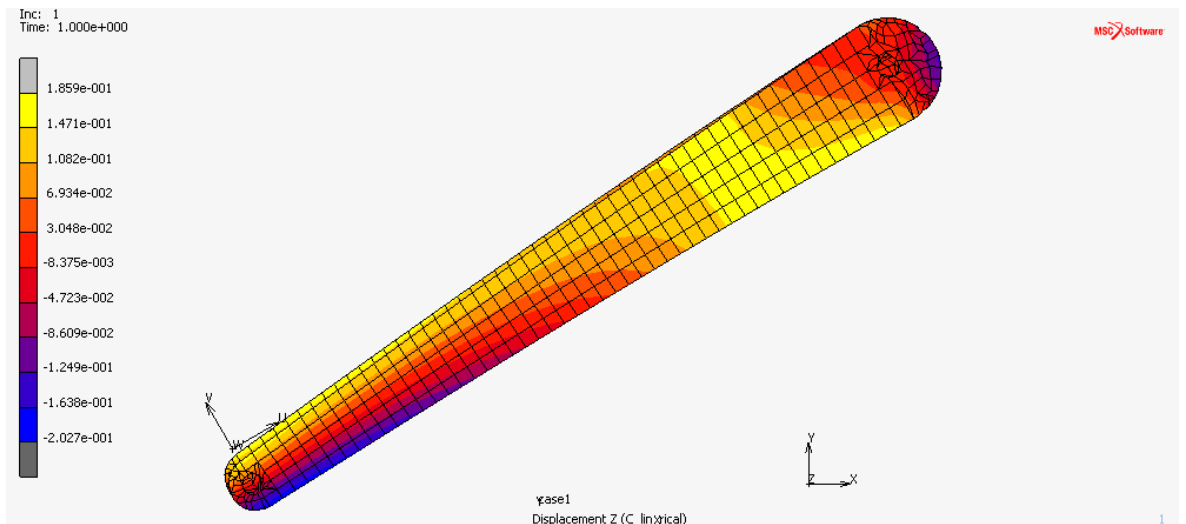


Figura 36: Desplazamiento en el eje tangencial del eslabón grande.

### 3.1.8.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE AXIAL



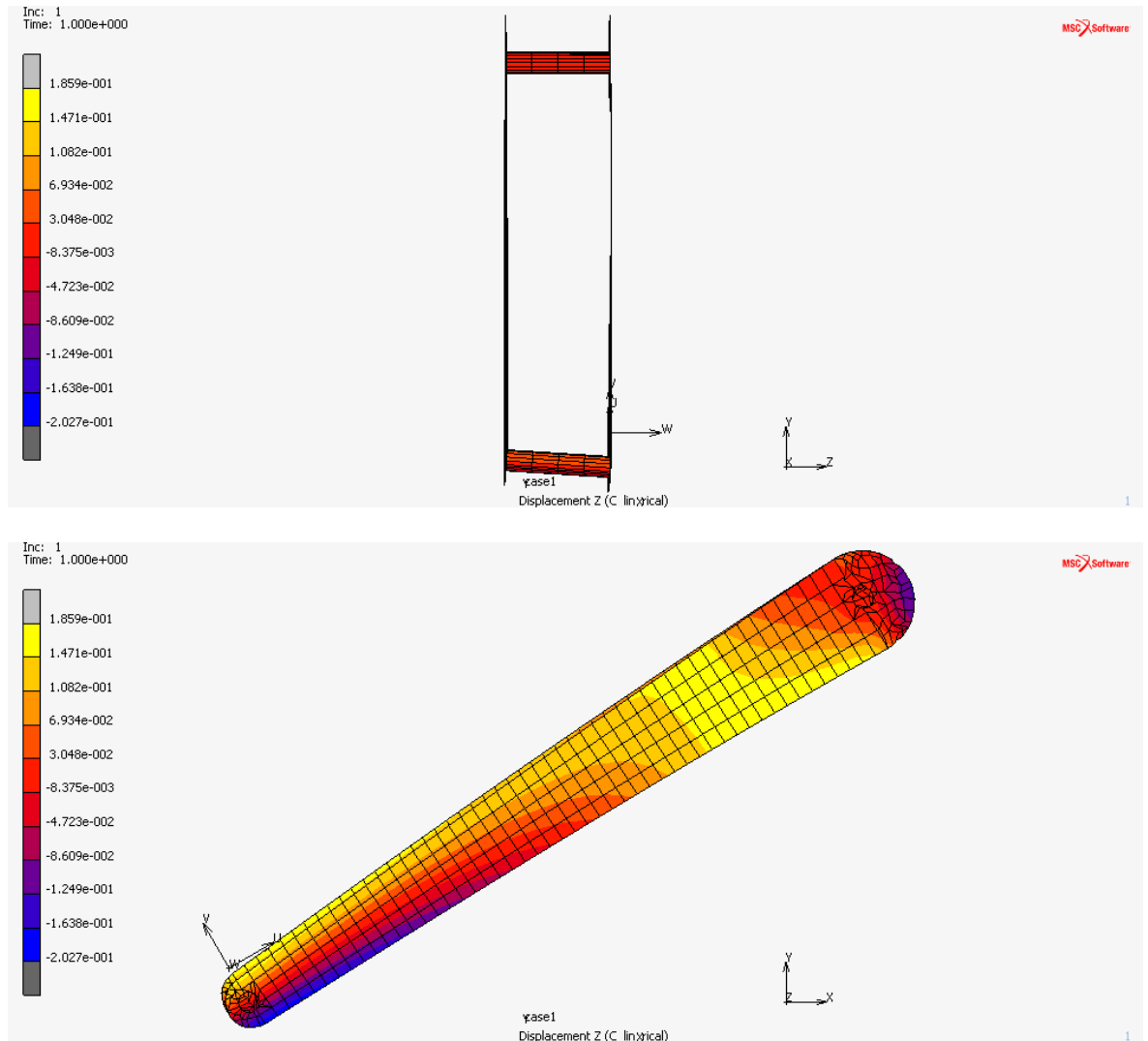


Figura 37: Desplazamiento en el eje axial del eslabón grande.

### 3.1.8.4. CONCLUSIONES DE LOS RESULTADOS DE LOS ESFUERZOS EN COORDENADAS CILINDRICAS

En estos resultados en coordenadas cilíndricas de los esfuerzos que aparecen en el eslabón grande del brazo mecánico se puede observar como en la zona donde va haber un rodamiento aparecen esfuerzos axiales y radiales. A la hora de elegir el tipo de rodamiento los esfuerzos tangenciales se apartarán porque el rodamiento no sufre esos esfuerzos al estar girando. Por tanto, con estos resultados se podrá elegir los rodamientos adecuados para este eslabón.

## 3.2. ESLABÓN PEQUEÑO

En este caso se analizará el eslabón más corto que será el que estará unido al eslabón grande mediante un rodamiento adecuado por un lado y por el otro estará unido mediante otro rodamiento a la base de la máquina que será el elemento que soporte toda las cargas e interacciones que aparezcan en él. El eslabón tendrá una longitud de dos metros.

El análisis que se hará de este eslabón mediante el programa Marc Mentat 2012 será estático y se deberán especificar unas condiciones y posiciones iniciales del brazo mecánico las cuales se quiere analizar.

Para analizarlo se importara el modelo del eslabón dibujado desde el programa AUTOCAD a Marc Mentat 2012 como se ha dicho anteriormente. Se malla el modelo mediante elementos pequeños y así poder ver el comportamiento de cada uno de ellos al estar sometido a cargas de trabajo. El modelo mallado será el siguiente:

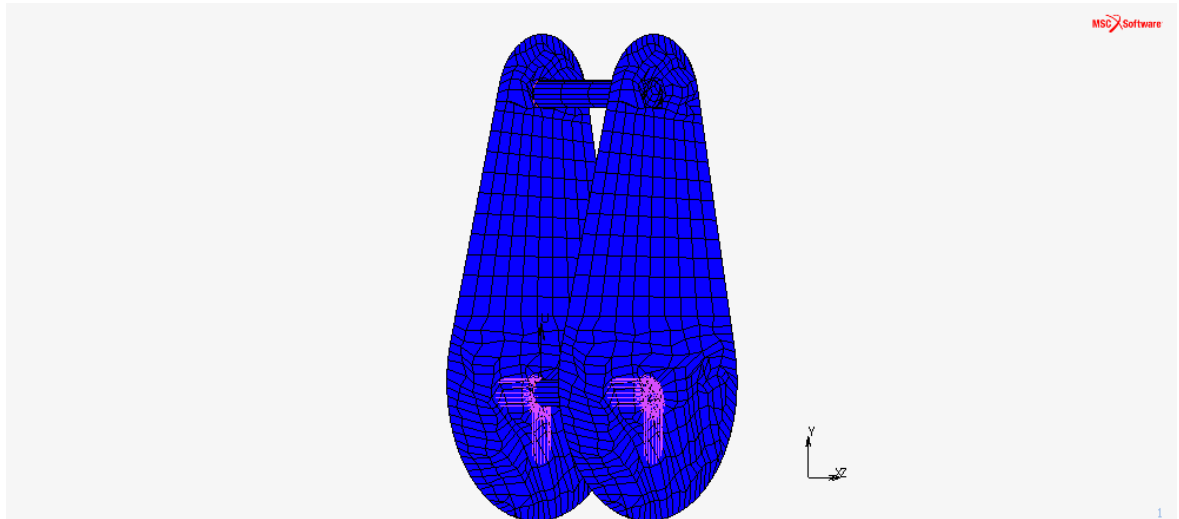


Figura 38: Eslabón pequeño.

Después de mallar adecuadamente el modelo, se especificarán las condiciones a las que estará sometido el eslabón a la hora de trabajo. Estas condiciones serán las siguientes:

1) La posición inicial que se ha elegido para componer el modelo del eslabón será la posición más desfavorable a la que tiene que llegar el brazo mecánico para poder desempeñar su función. Por tanto, al hacer el análisis de la posición más desfavorable posible, si el brazo mecánico es capaz de soportar las cargas y sea capaz de deformarse menos que la flecha máxima permitida que vendrá especificada en las condiciones de diseño, será capaz de soportarlo también en cualquier posición que se pueda hallar a lo largo de su trayectoria. La posición más desfavorable en la que se puede hallar el brazo mecánico a lo largo de su trayectoria es la señalada anteriormente en el análisis del eslabón grande.

2) Se restringirán los desplazamientos en los eje x, y, z de la unión llamada hombro la cual será la unión entre el eslabón y la base del brazo mecánico. En esa unión habrá un rodamiento el cual hará que se transmita el movimiento entre los elementos. Por tanto, esta restricción hará que se puedan ver las reacciones a las que estará sometida la unión del hombro y así poder calcular las fuerzas a las que estará sometida la base.

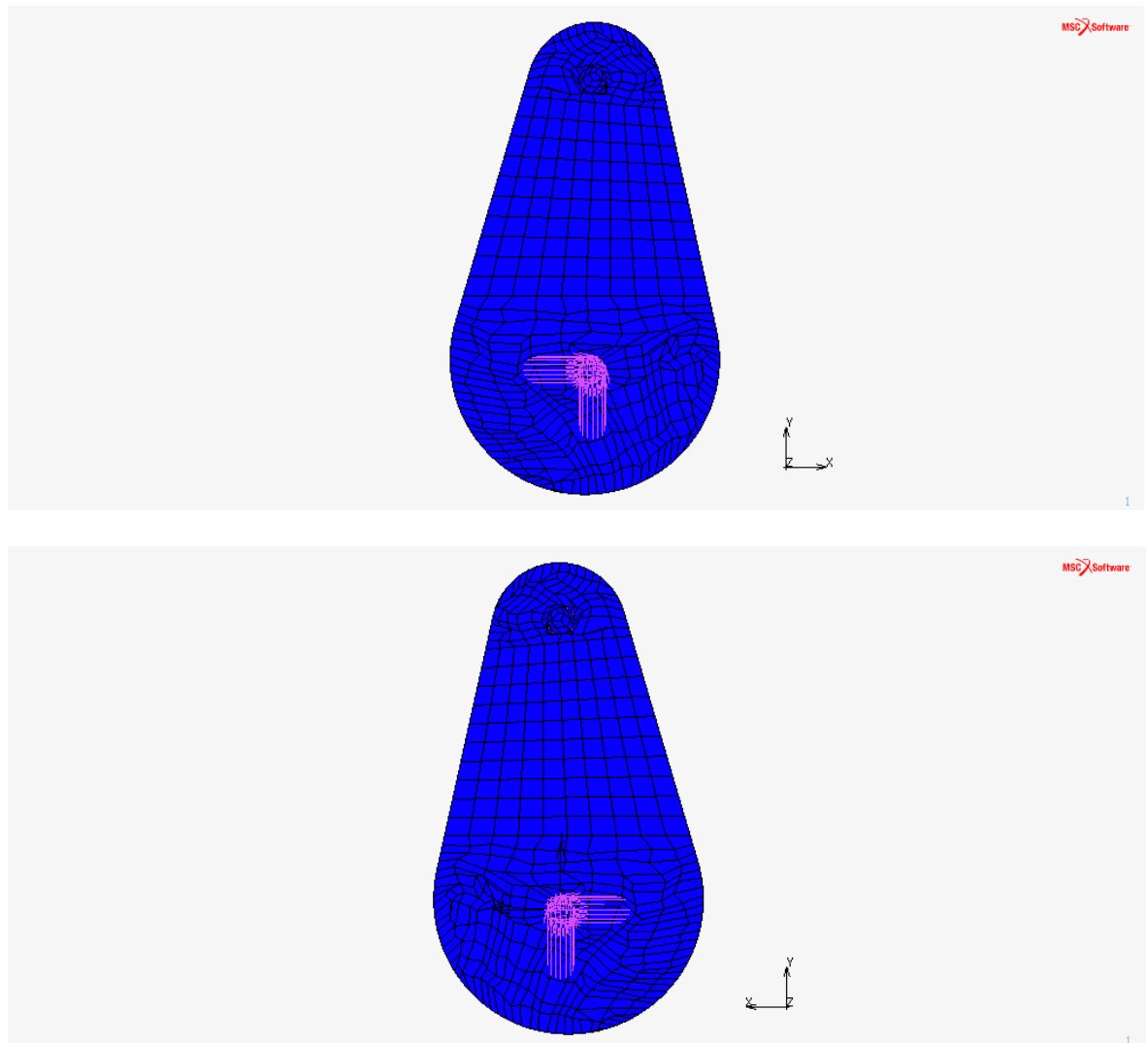


Figura 39: Fijación del eslabón pequeño.

3) Como se ha especificado en las condiciones de diseño del brazo mecánico la carga máxima que podrá soportar sera de 500 kg que equivaldrá a una fuerza de 4900 N. Esta carga estará aplicada en la punta del eslabón donde estará el elemento terminal. Esta carga aplicada en el eslabón grande causa unas reacciones en la unión llamada codo que afectan directamente al eslabón pequeño. Estas reacciones que son causadas por la carga que transporta el brazo mecánico se distribuyen en el eje x, y, z. Como el brazo estará compuesto por dos eslabones del mismo tipo uno a cada lado de la máquina, las cargas irán aplicadas en el punto del centro donde irá aplicado el rodamiento de la unión del hombro. Las cargas que soportarán los eslabones serán las siguientes:

#### ESLABÓN DERECHO

*Carga soportada eje x = -413 N*

*Carga soportada eje y = -23085 N*

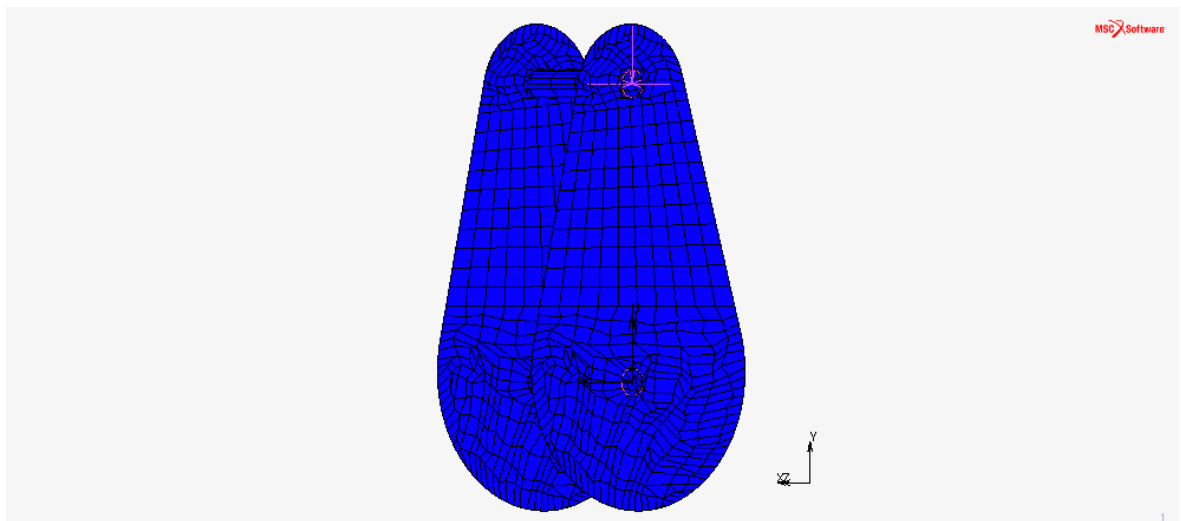
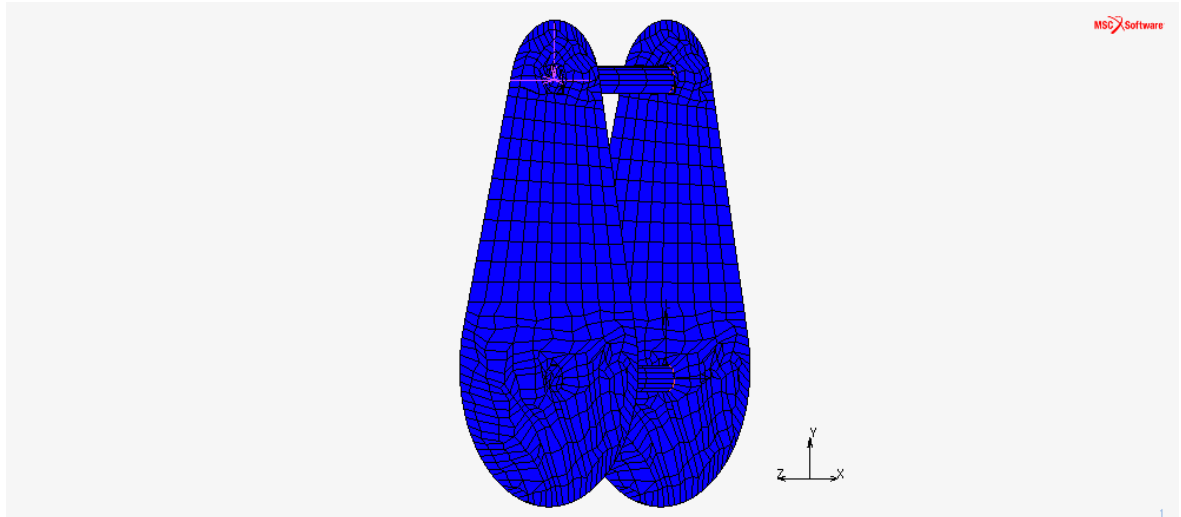
*Carga soportada eje z = -664.917 N*

### ESLABÓN IZQUIERDO

*Carga soportada eje x = -413 N*

*Carga soportada eje y = -23085 N*

*Carga soportada eje z = -665.244 N*



*Figura 40: Carga del eslabón pequeño.*

4) Se tendrá en cuenta la acción de la gravedad a la hora del uso del brazo mecánico para ver una deformación y tensión más real en el eslabón. La carga que sometera al brazo la gravedad se introducirá sin mayorar porque la fuerza que se crea es totalmente conocida. La fuerza será el producto entre el peso del eslabón y la aceleración de la gravedad.



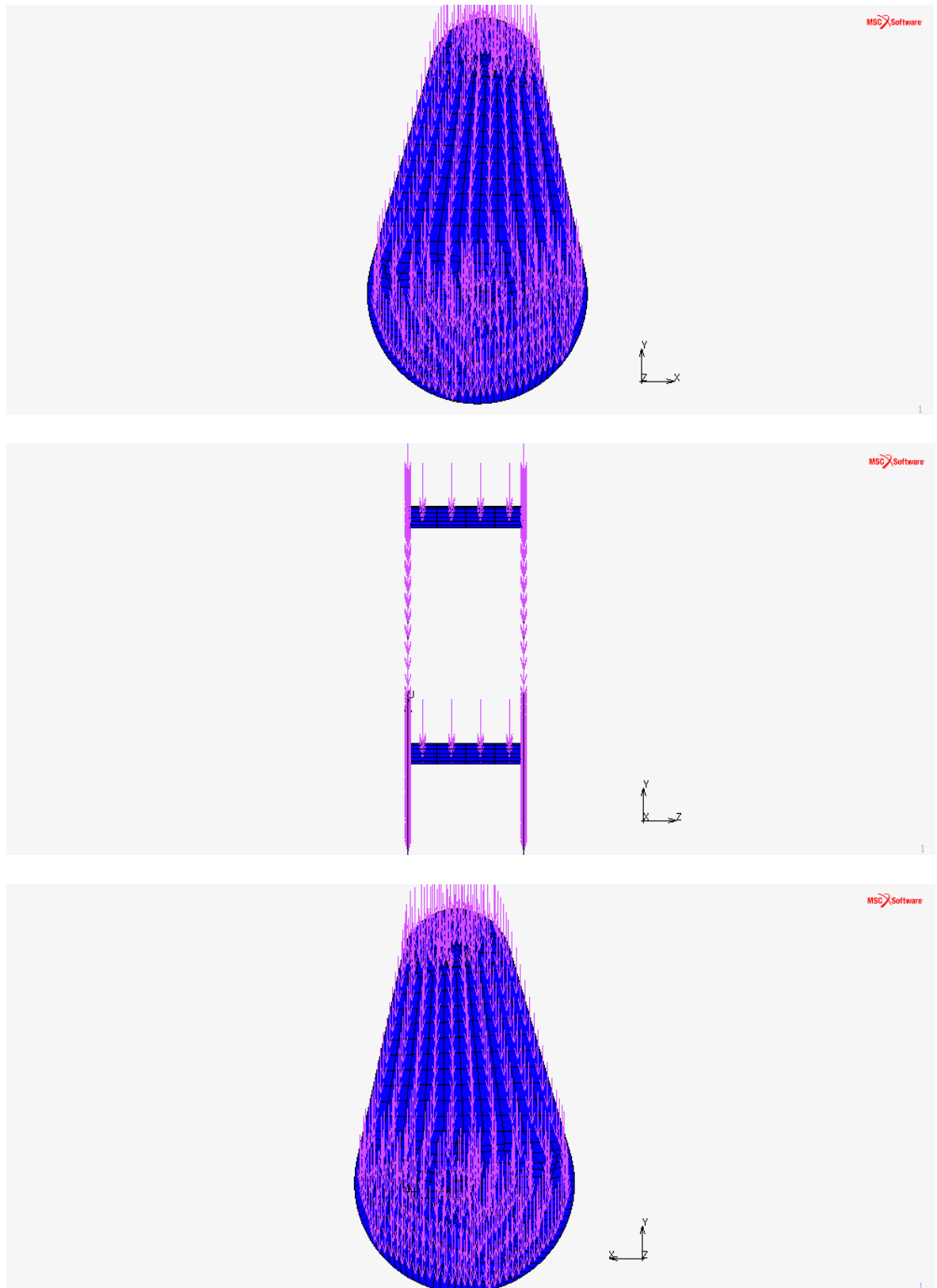
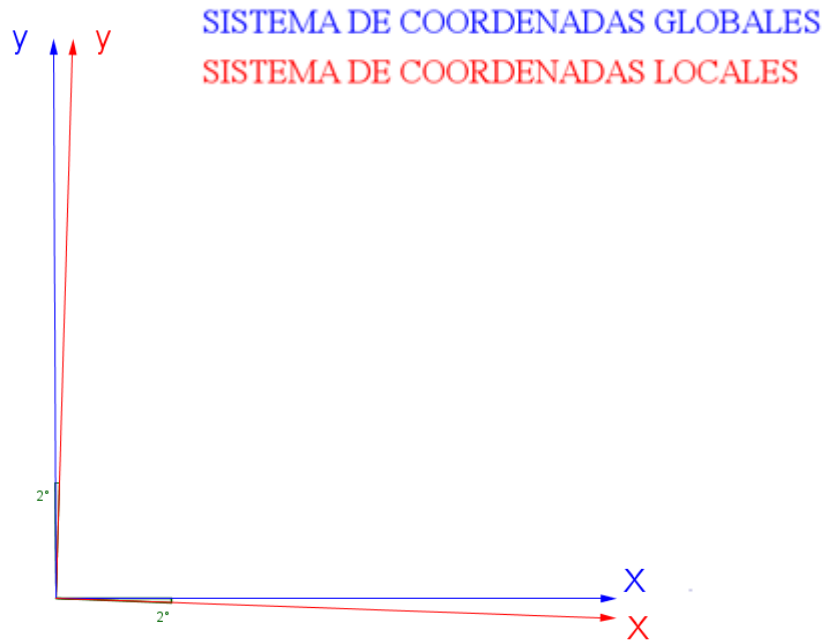


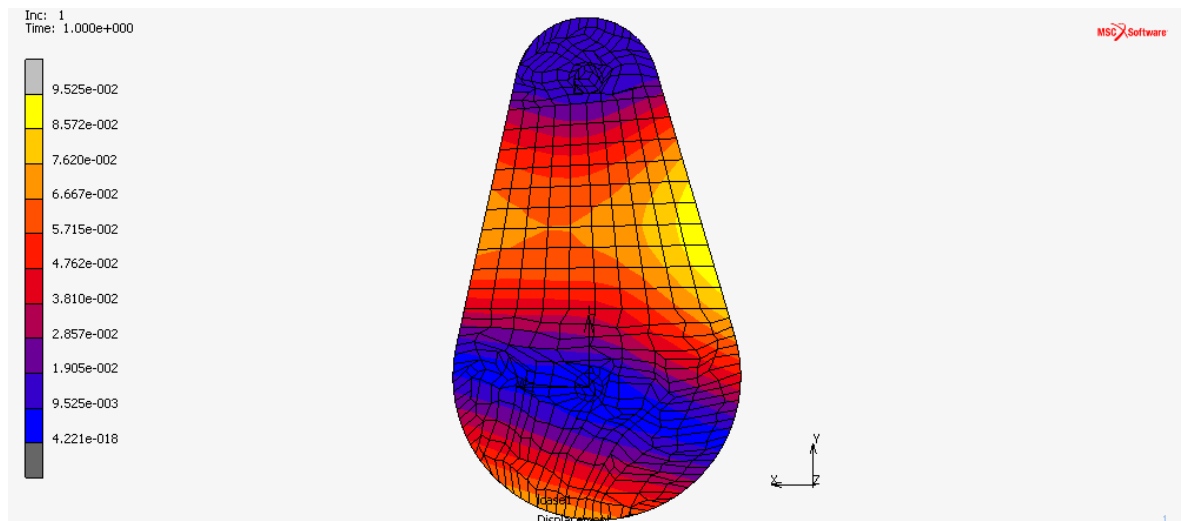
Figura 41: Efecto de la gravedad en el eslabón pequeño.

Una vez acabado el modelo y especificado las condiciones iniciales a las que se encontrará y el material por el cual estará compuesto el brazo mecánico se interpretarán las consecuencias que tendrá el brazo mecánico al estar sometido a las condiciones de trabajo.

Para interpretar bien los resultados lo primero que se hará será definir el sistema de coordenadas. Si no se define el sistema de coordenadas, los resultados se darán en el sistema de coordenadas globales. Si se define según la posición del modelo a analizar el eje de coordenadas que se usará será local. Por tanto, según que tipos de resultados se requieren se utilizará un sistema de coordenadas globales o locales.



### 3.2.1. DESPLAZAMIENTO TOTAL ACERO



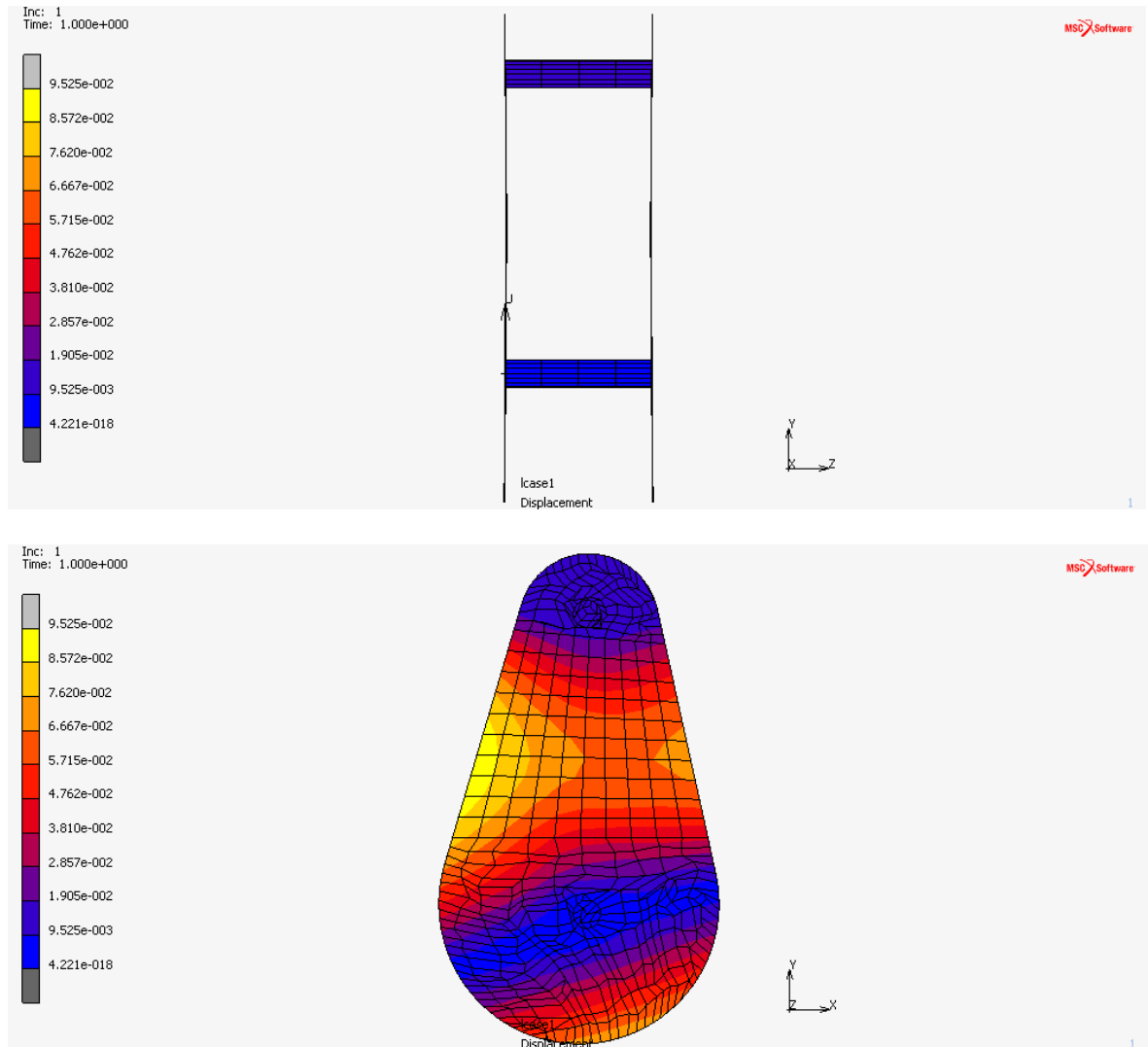


Figura 42: Desplazamiento total del eslabón pequeño.

### 3.2.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y. FLECHA MÁXIMA DEL BRAZO MECÁNICO ACERO

En el desplazamiento que tendrán todos los puntos en el eje z por la deformación causada por las cargas que intervienen en el eslabón durante su funcionamiento. Este desplazamiento está definido en coordenadas locales y el eje z será el que indica la flecha máxima de este eslabón del brazo mecánico. Las cargas que intervienen en el eslabón no están mayoradas y por tanto, esas cargas que intervendrán en este análisis estático serán las reales. Esto indica a que se calcularán los resultados del eslabón para el estado límite de servicio. En las condiciones de diseño de este brazo mecánico se indica como la flecha máxima que se puede permitir será la siguiente:

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm}$$

#### 3.2.2.1. FLECHA DEL ESLABÓN CON ESPESOR DE 25 mm

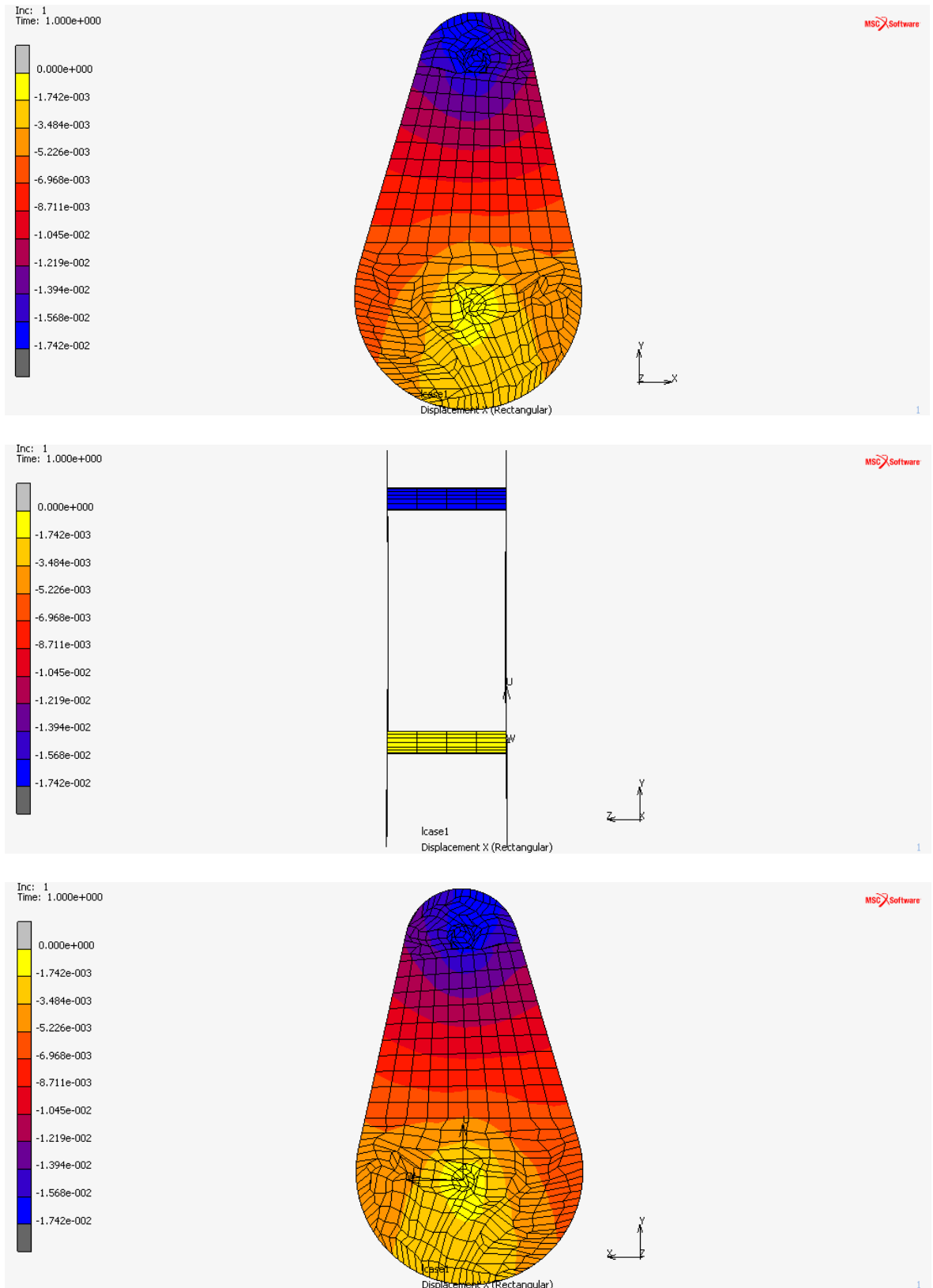


Figura 43: Flecha máxima del eslabón pequeño de espesor 25 mm.

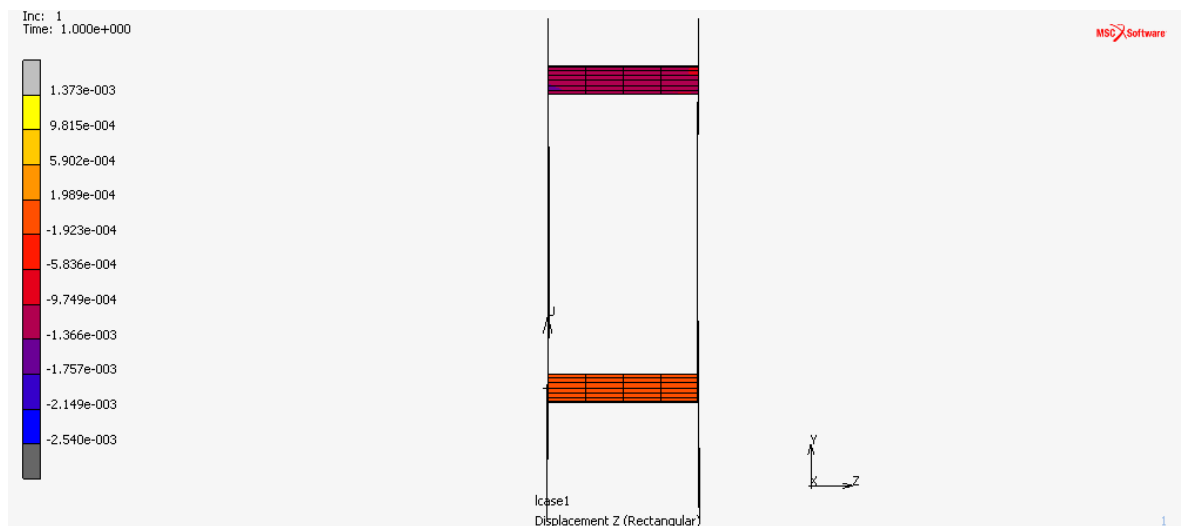
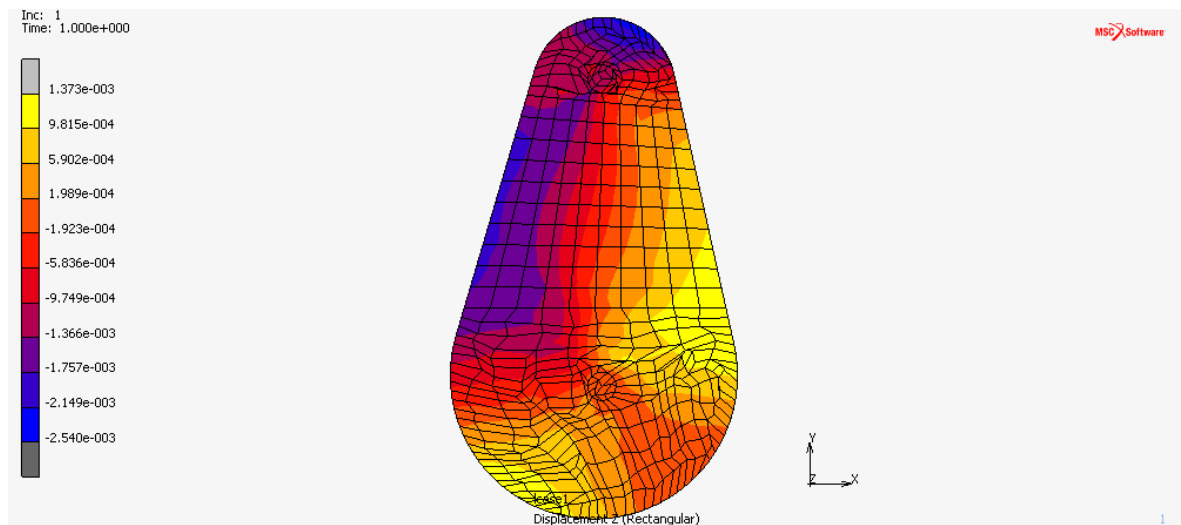
En este caso, el eslabón tendrá un espesor de 25 mm. Con este espesor la máxima deformación en el eje local z o la flecha máxima que tiene el eslabón, como se ve en la figura anterior será de  $-1.742 \times 10^{-2}$  mm. El

signo menos es indicativo de que el eslabón flexiona para abajo a causa de las cargas que deberá soportar el brazo mecánico.

Por tanto, la flecha de este eslabón es de  $-1.742 \times 10^{-2}$  mm pero este modelo de eslabón no sobrepasa esta flecha máxima admisible que es de 4 mm. Esta flecha es aceptable.

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm} > 2.466 \times 10^{-2} \text{ mm}$$

### 3.2.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X



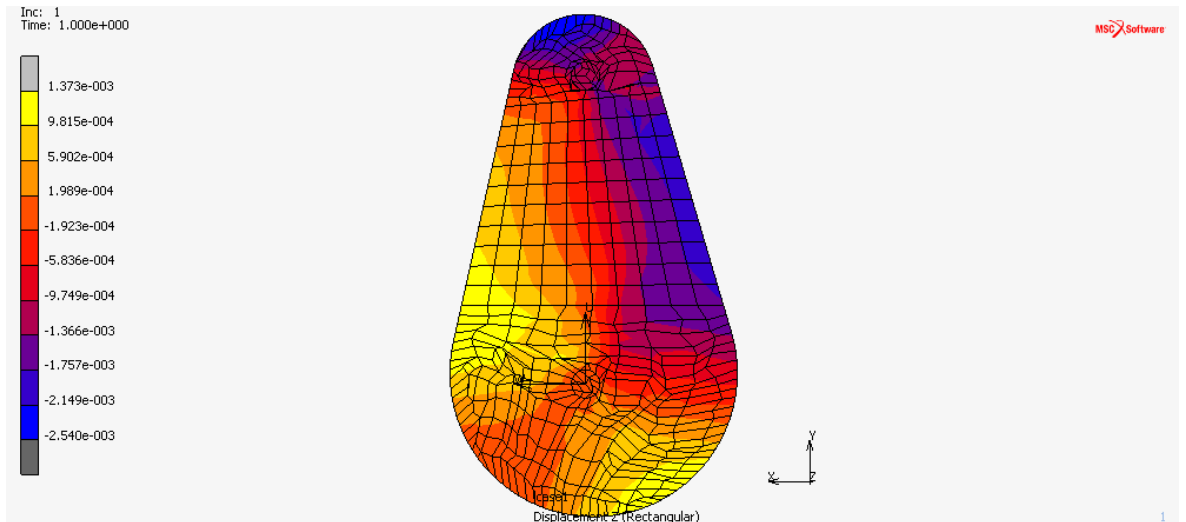
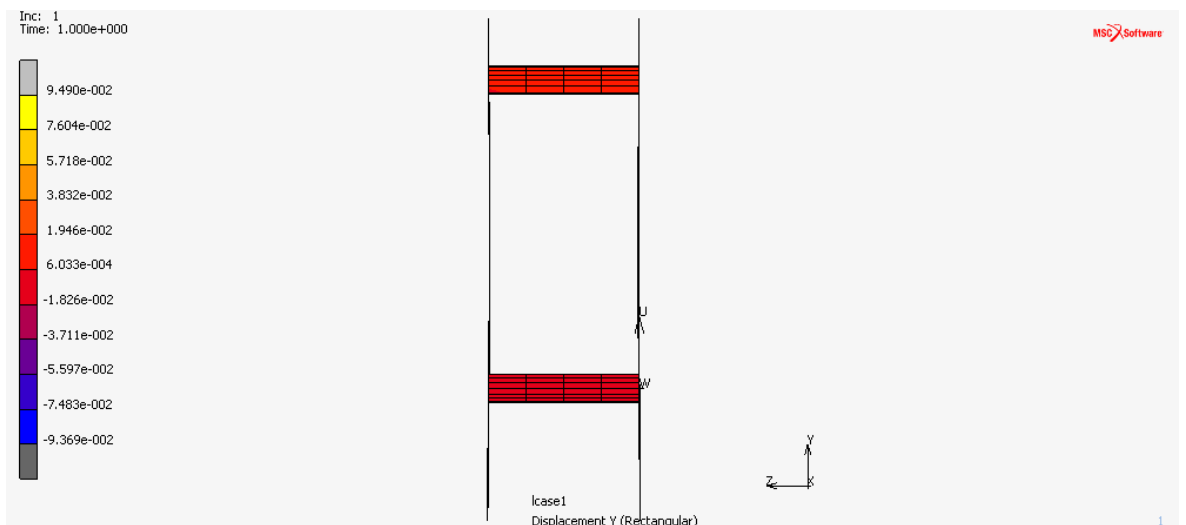
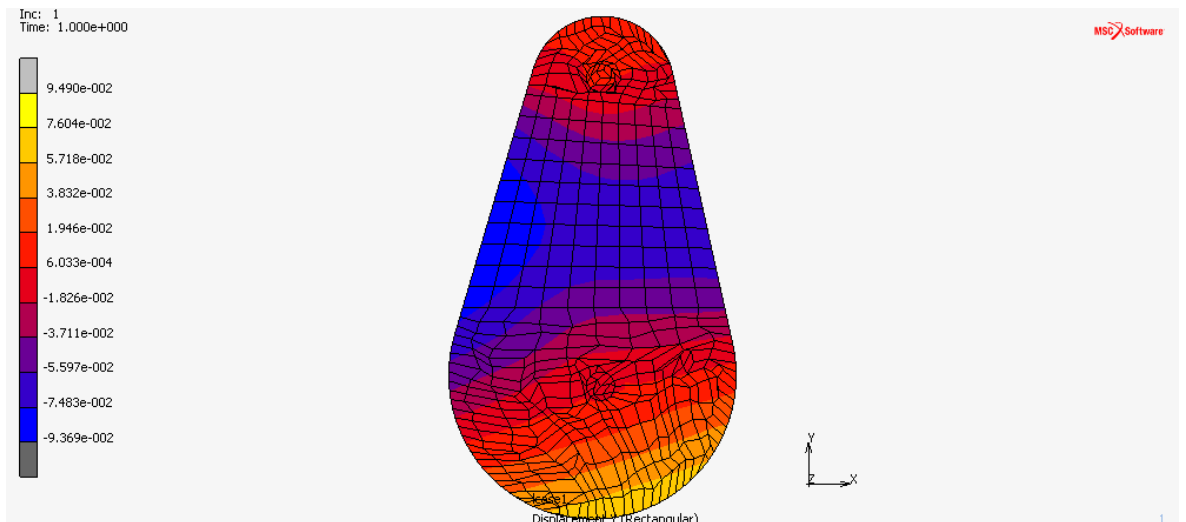


Figura 44: Desplazamiento en el eje x del eslabón pequeño.

### 3.2.4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z



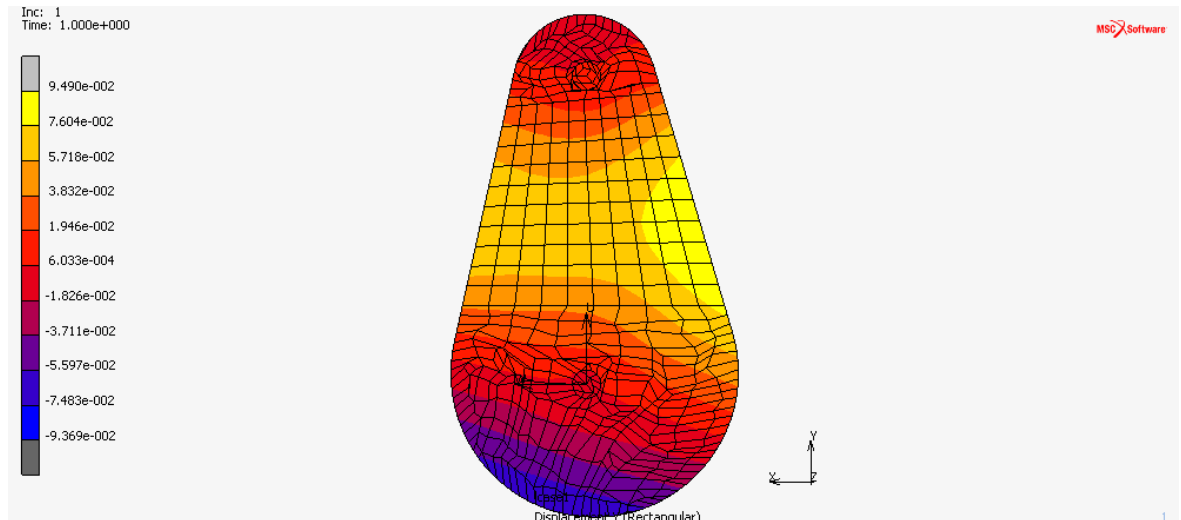


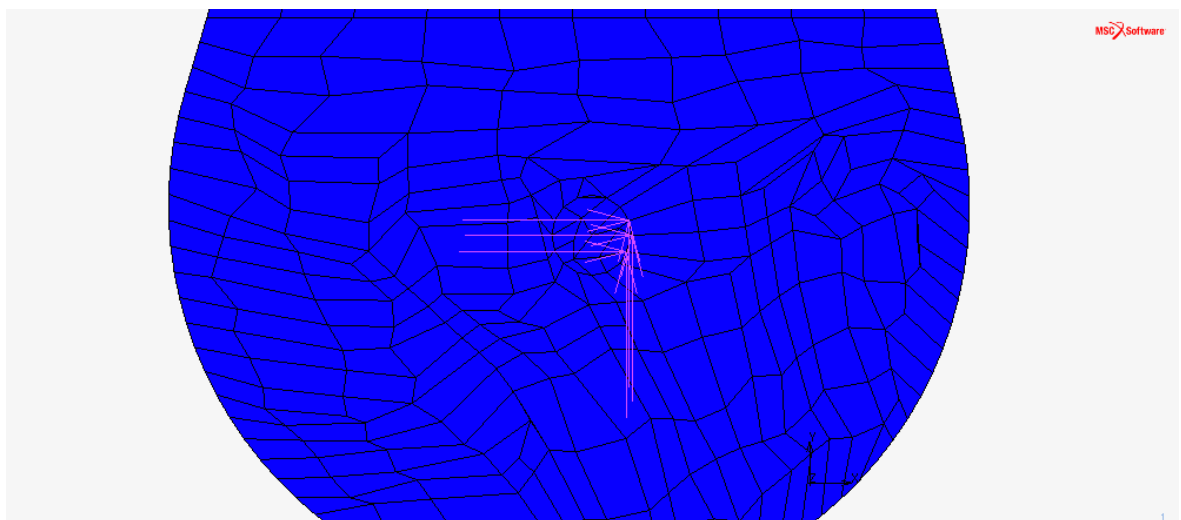
Figura 45: Desplazamiento en el eje z del eslabón pequeño.

### 3.2.5. REACCIONES EN EL EJE X

Para calcular las reacciones en el eje x del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar el eslabón unas cargas muy grandes, las reacciones en el eje x que tendrá que soportar en el rodamiento de unión entre el eslabón pequeño y la base serán en dirección contraria a las reacciones en el rodamiento del codo que une los dos eslabones. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar el rodamiento y que también para determinar el análisis estático del eslabón pequeño, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en la parte baja de la circunferencia de unión entre los el eslabón pequeño y la base que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje x.

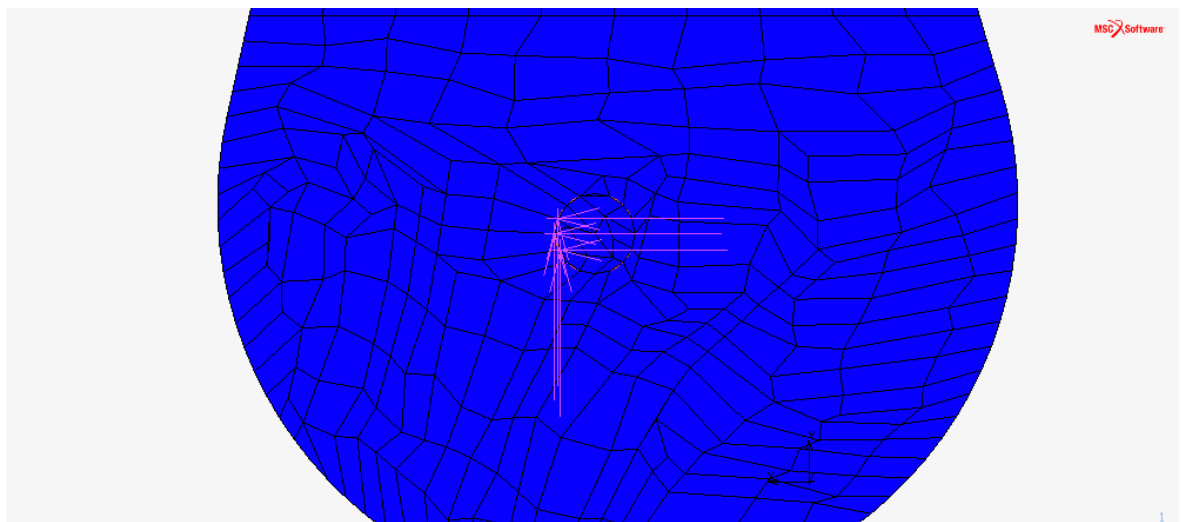
En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.

#### 3.2.5.1. ESLABÓN DERECHO



**Reacción total en el eje x = 412.95 N = 0.413 kN**

### 3.2.5.2. ESLABÓN IZQUIERDO



**Reacción total en el eje x = 413.12 N = 0.413 kN**

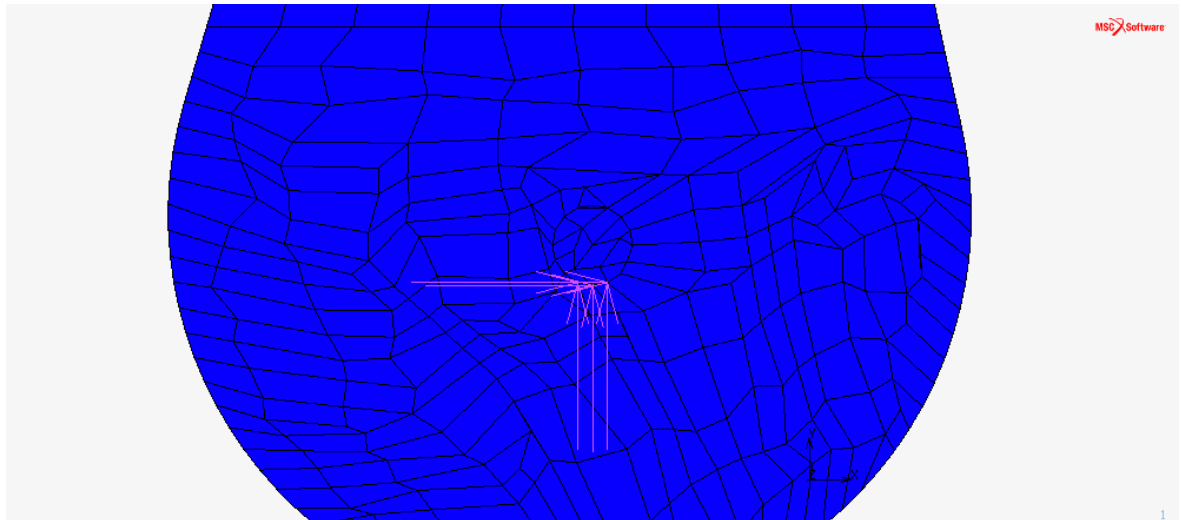
### 3.2.6. REACCIONES EN EL EJE Y

Para calcular las reacciones en el eje y del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar el eslabón unas cargas muy grandes, las reacciones en el eje y que tendrá que soportar en el rodamiento de unión entre el eslabón pequeño y la base serán en dirección contraria a las reacciones en el rodamiento del codo que une los dos eslabones. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar el rodamiento y que también para determinar el análisis estático del eslabón pequeño, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en la parte baja de la circunferencia de unión entre los el eslabón pequeño y la base que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje y.

En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.

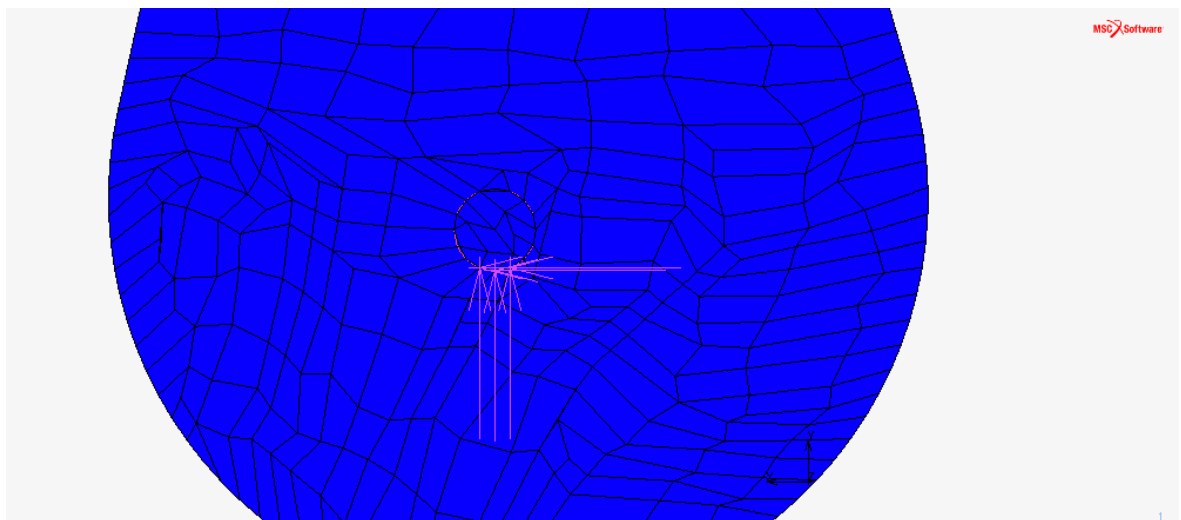
#### 3.2.6.1. ESLABÓN DERECHO





**Reacción total en el eje y = 35122.133 N = 35.12 kN**

### 3.2.6.2. ESLABÓN IZQUIERDO



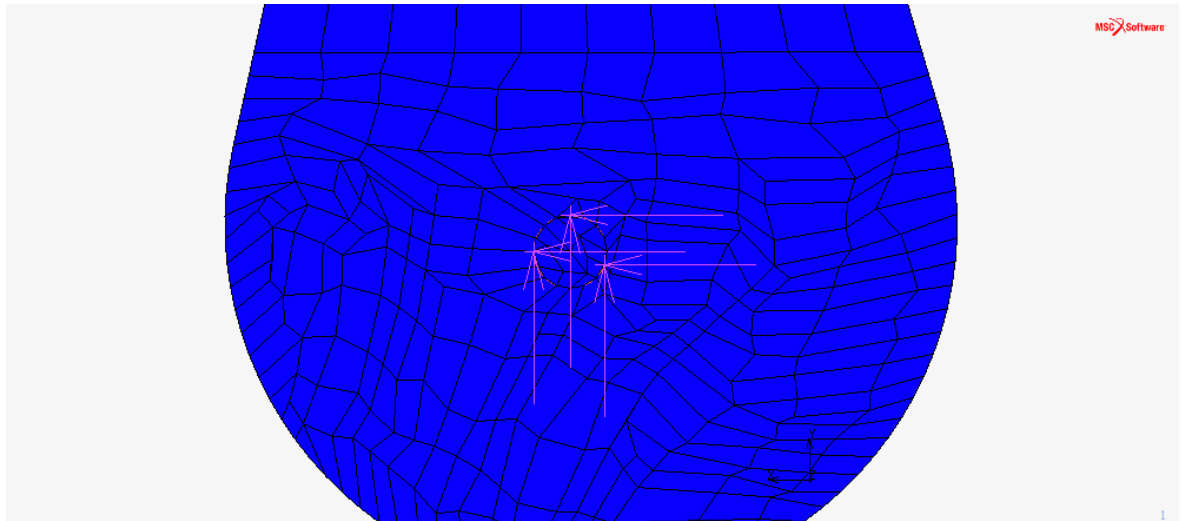
**Reacción total en el eje y = 35123.5 N = 35.12 kN**

### 3.2.7. REACCIONES EN EL EJE Z

Para calcular las reacciones en el eje z del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar el eslabón unas cargas muy grandes, las reacciones en el eje z que tendrá que soportar en el rodamiento de unión entre el eslabón pequeño y la base serán en dirección contraria a las reacciones en el rodamiento del codo que une los dos eslabones. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar el rodamiento y que también para determinar el análisis estático del eslabón pequeño, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en la parte baja de la circunferencia de unión entre los el eslabón pequeño y la base que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje z.

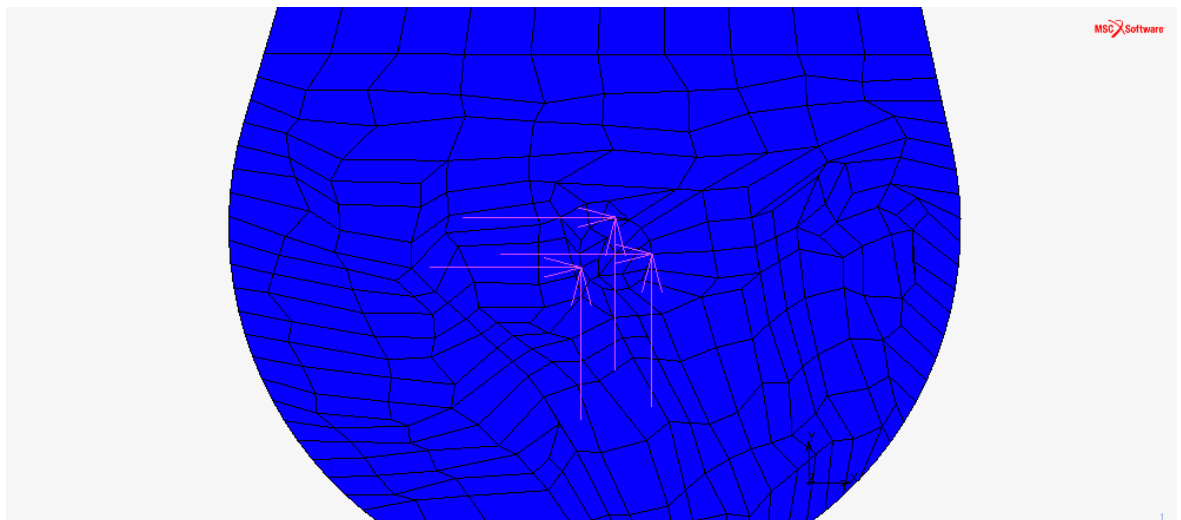
En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.

### 3.2.7.1. ESLABÓN DERECHO



**Reacción total en el eje z =  $-788.781 \text{ N} = -0.789 \text{ kN}$**

### 3.2.7.2. ESLABÓN IZQUIERDO



**Reacción total en el eje z =  $789.11 \text{ N} = 0.789 \text{ kN}$**

### 3.2.8. COORDENADAS CILINDRICAS

Se analizará el eslabón mediante coordenadas cilíndricas y así poder estudiar la deformación del eslabón en los ejes radial, tangencial y en el z. Con estos resultados lo que se tratará de conseguir será los rodamientos adecuados en las uniones correspondientes al eslabón. Por tanto, según la deformación que tenga en cada eje de coordenadas cilíndricas se elegirá el rodamiento adecuado para ese caso. Por tanto, se elegirá un rodamiento que sea capaz de soportar la deformación indicada en este caso.

### 3.2.8.1. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE RADIAL

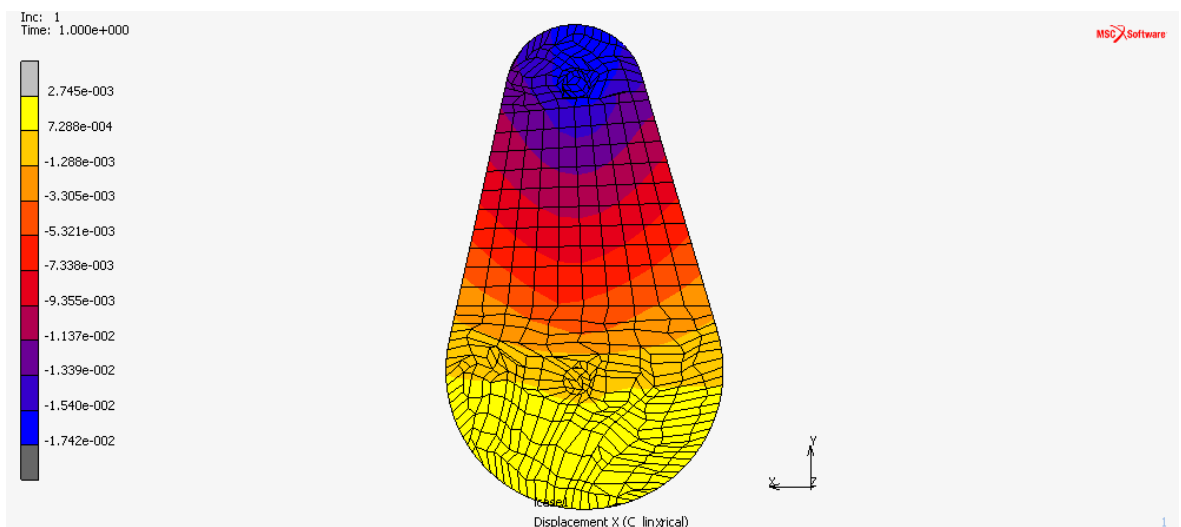
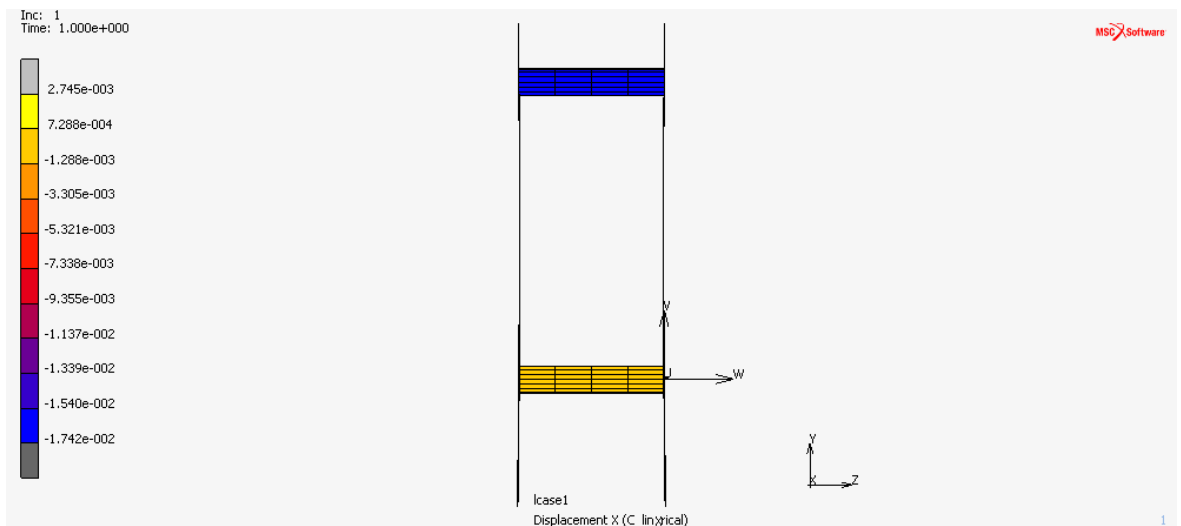
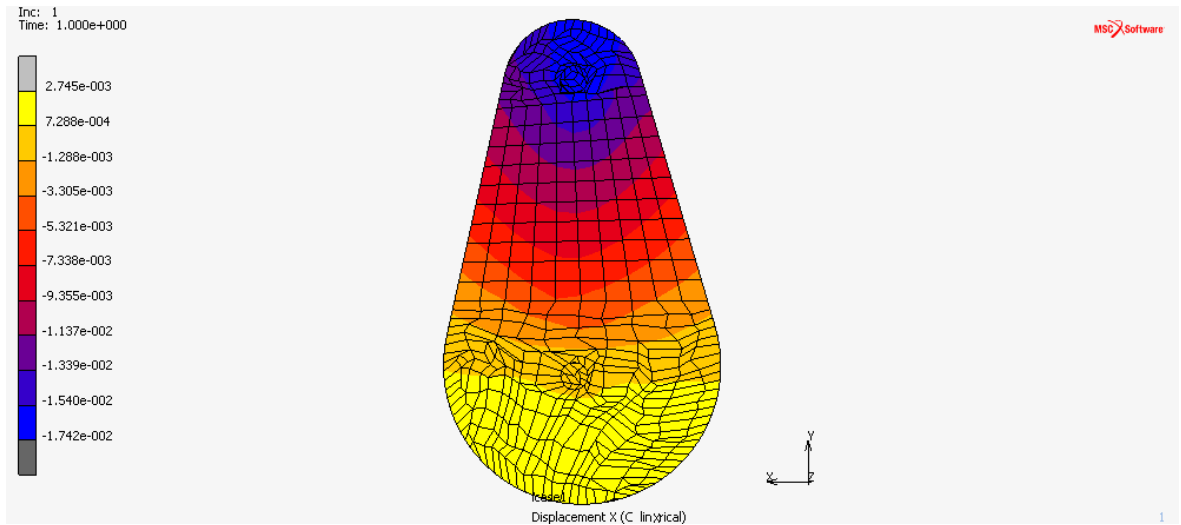


Figura 46: Desplazamiento en el eje radial del eslabón pequeño.

### 3.2.8.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE TANGENCIAL

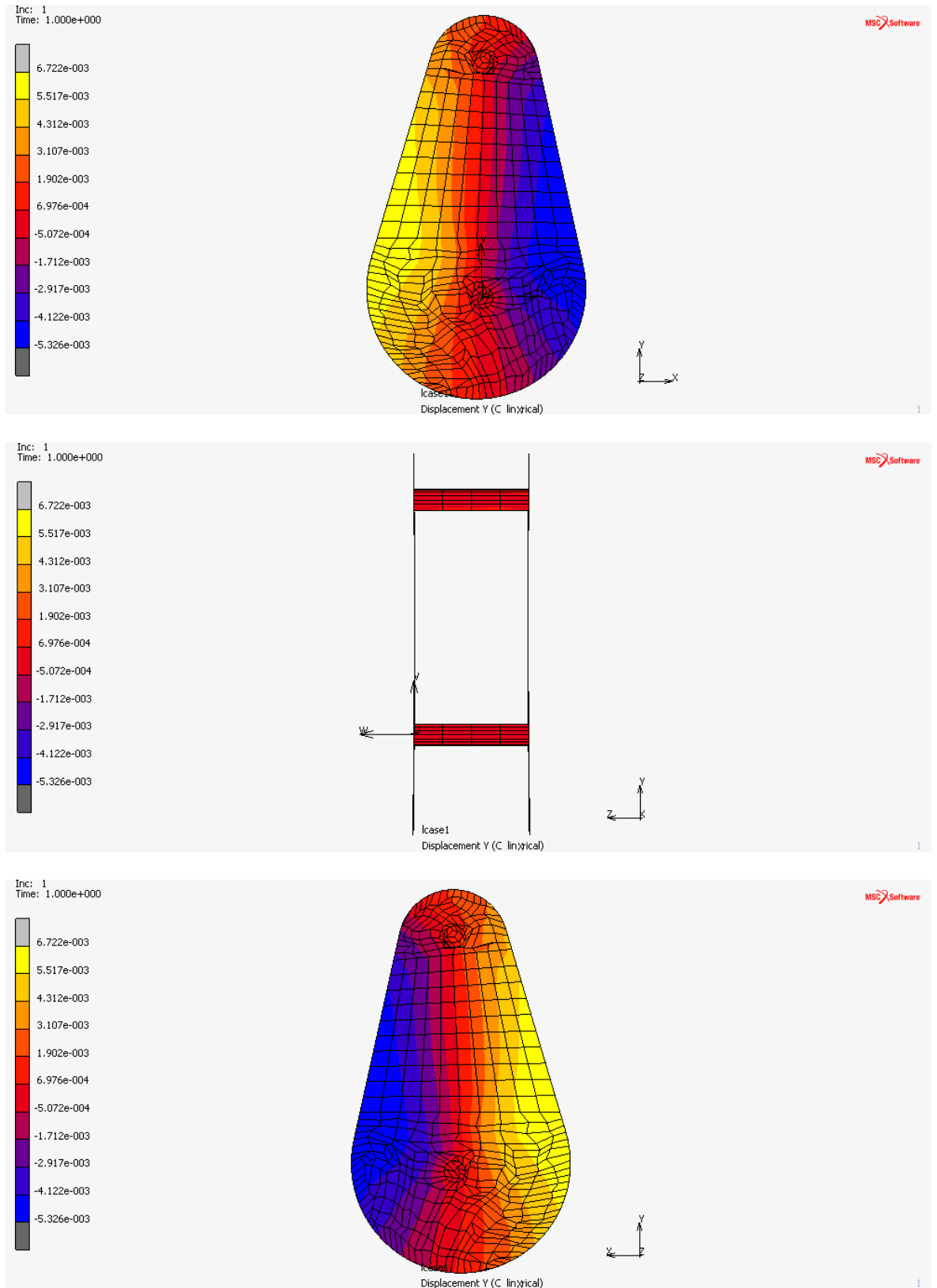


Figura 47: Desplazamiento en el eje tangencial del eslabón pequeño.

### 3.2.8.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE AXIAL

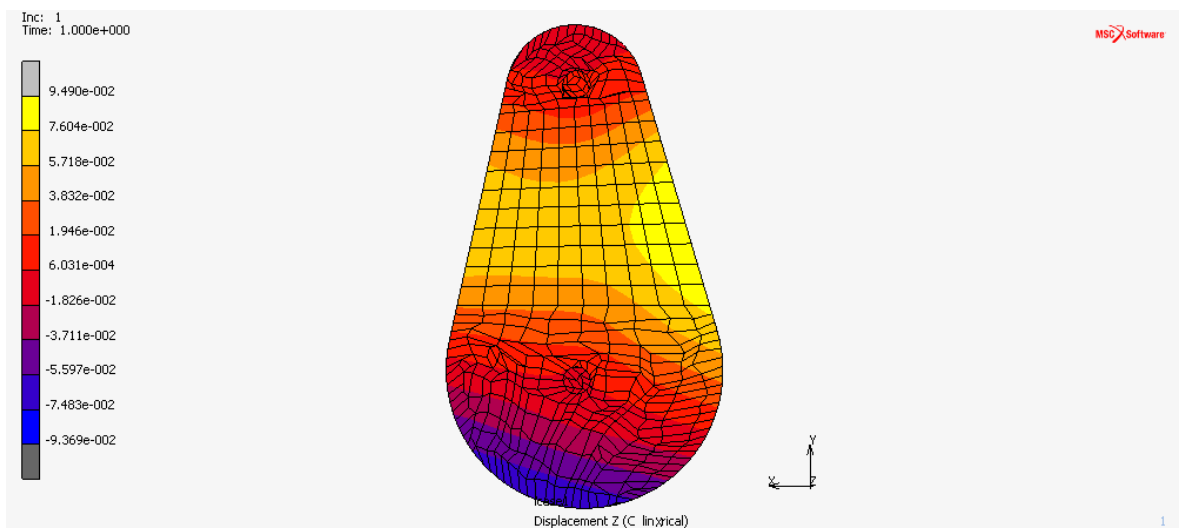
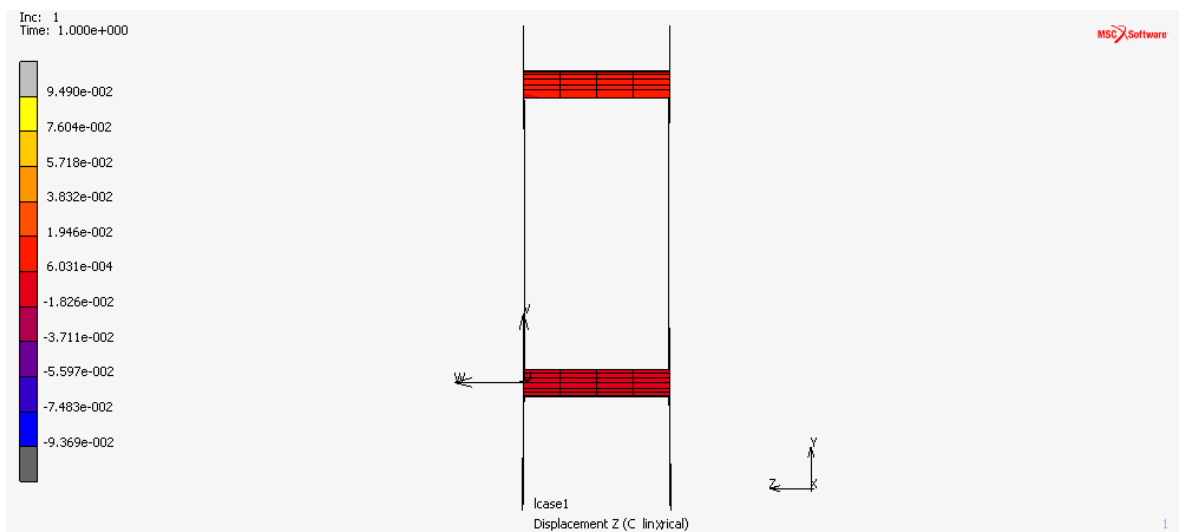
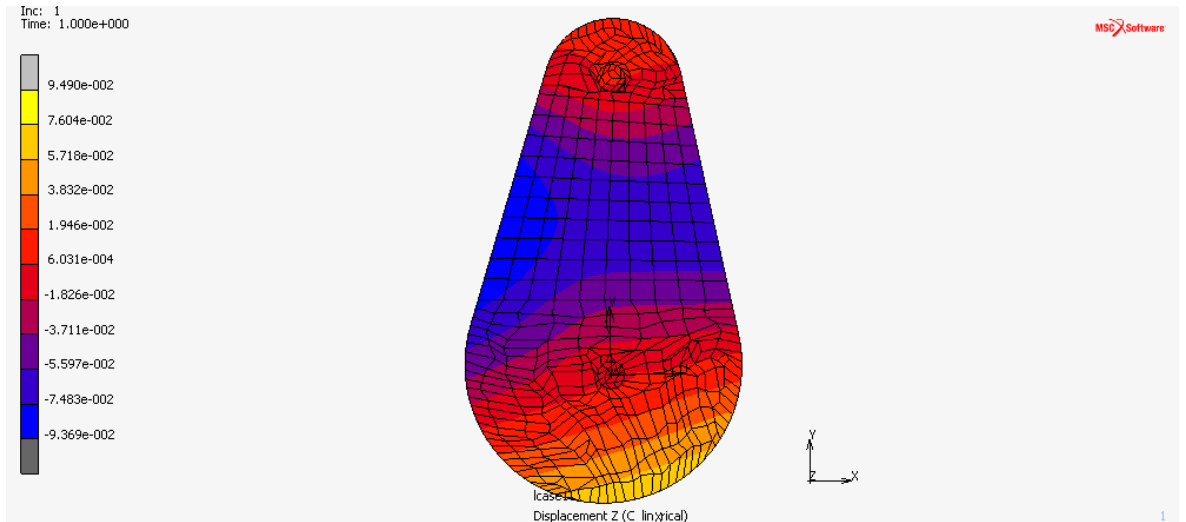


Figura 48: Desplazamiento en el eje axial del eslabón pequeño.

### 3.2.8.4. CONCLUSIONES DE LOS RESULTADOS DE LOS ESFUERZOS EN COORDENADAS CILINDRICAS

En estos resultados en coordenadas cilíndricas de los esfuerzos que aparecen en el eslabón pequeño del brazo mecánico se puede observar como en la zona donde va haber un rodamiento aparecen esfuerzos axiales y radiales. A la hora de elegir el tipo de rodamiento los esfuerzos tangenciales se apartarán porque el rodamiento no sufre esos esfuerzos al estar girando. Por tanto, con estos resultados se podrá elegir los rodamientos adecuados para este eslabón.

### 3.3. BASE

En este caso se analizará la base del brazo mecánico que será el que estará unido al eslabón pequeño mediante un rodamiento adecuado por un lado y por el otro estará fijado a la plataforma móvil que será la encargada de desplazar el brazo de un lado a otro del almacén y que además será el elemento que soporte toda las cargas e interacciones que aparezcan en el brazo.

El análisis que se hará de la base mediante el programa Marc Mentat 2012 será estatico y como la base ira fijada a la plataforma movil siempre estará en la misma posición. Por tanto se hará un análisis estático de esa posición en la que se encontrará la base en todo momento.

Para analizarlo se importara el modelo del eslabón dibujado desde el programa AUTOCAD a Marc Mentat 2012 como se ha dicho anteriormente. Se malla el modelo mediante elementos pequeños y así poder ver el comportamiento de cada uno de ellos al estar sometido a cargas de trabajo. El modelo mallado será el siguiente:

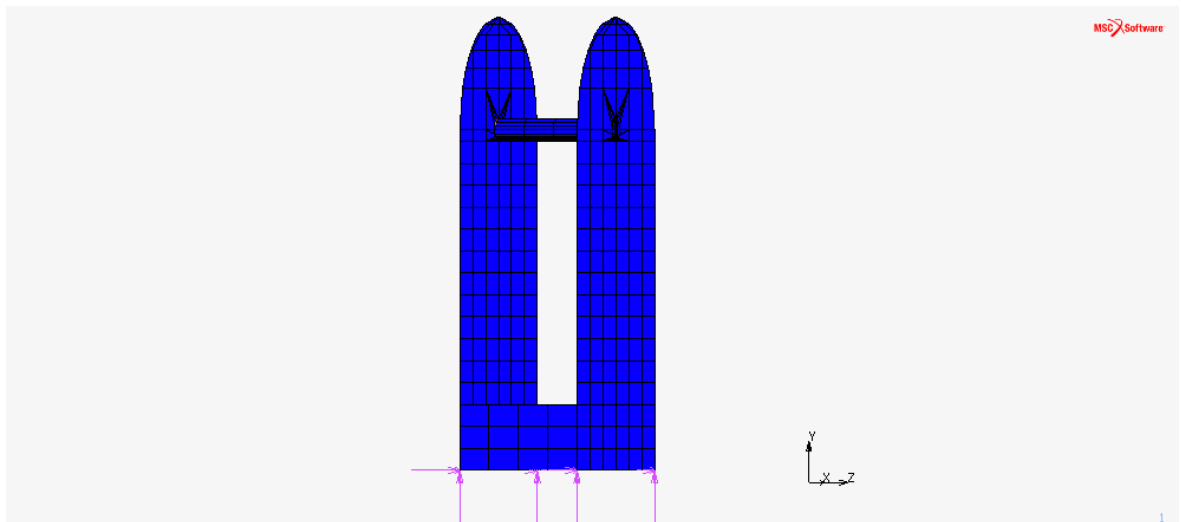


Figura 49: Base.

Despues de mallar adecuadamente el modelo, se especificarán las condiciones a las que estará sometido el eslabón a la hora de trabajo. Estas condiciones serán las siguientes:

1) La posición que se ha elegido para componer el modelo del eslabón será la posición a la que se encontrara la base del brazo mecánico en todo momento porque este elemento estará fijado a una plataforma móvil. Por tanto, al hacer el análisis de esta posición se calculará si el brazo mecánico es capaz de

soportar las cargas y sea capaz de deformarse menos que la flecha máxima permitida que vendrá especificada en las condiciones de diseño. La posición de la base será la representada anteriormente.

2) Se restringirán los desplazamientos en los eje x, y, z de la unión entre la base y la plataforma móvil. Por tanto, esta restricción hará que se puedan ver las reacciones a las que estará sometida la y así poder calcular las fuerzas a las que estará sometida la plataforma móvil.

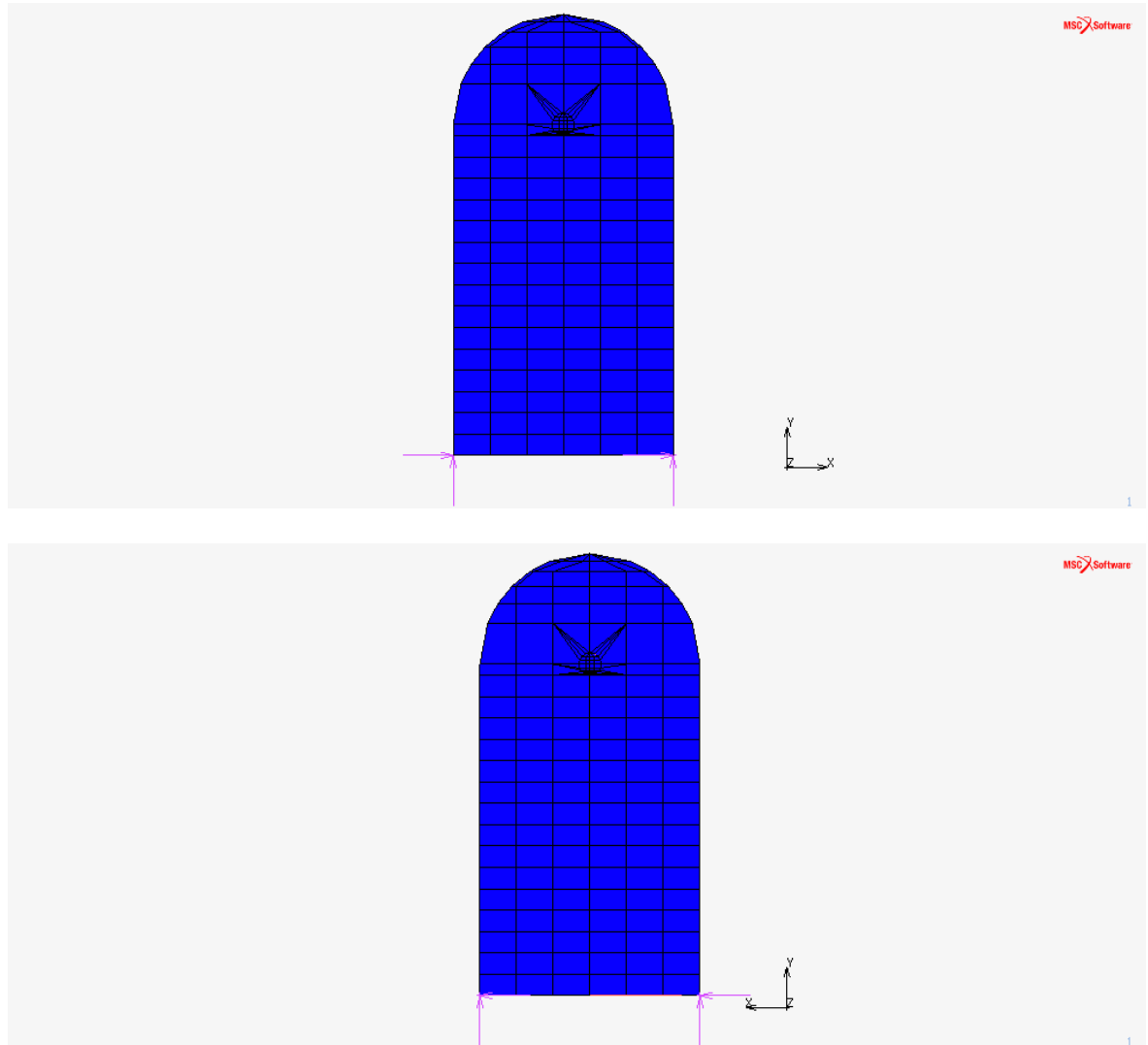


Figura 50: Fijación de la base.

3) Como se ha especificado en las condiciones de diseño del brazo mecánico la carga máxima que podrá soportar sera de 500 kg que equivaldrá a una fuerza de 4900 N. Esta carga estará aplicada en la punta del eslabón donde estará el elemento terminal. Esta carga aplicada en el eslabón grande causa unas reacciones en la unión llamada codo que afectan directamente al eslabón pequeño. Estas reacciones que son causadas por la carga que transporta el brazo mecánico se distribuyen en el eje x, y, z. Como el brazo estará

compuesto por dos eslabones del mismo tipo uno a cada lado de la máquina, las cargas irán aplicadas en el punto del centro donde irá aplicado el rodamiento de la unión del hombro. Las cargas que soportarán los eslabones serán las siguientes:

#### ESLABÓN DERECHO

$$\text{Carga soportada eje } x = -412.95 \text{ N}$$

$$\text{Carga soportada eje } y = -35122.133 \text{ N}$$

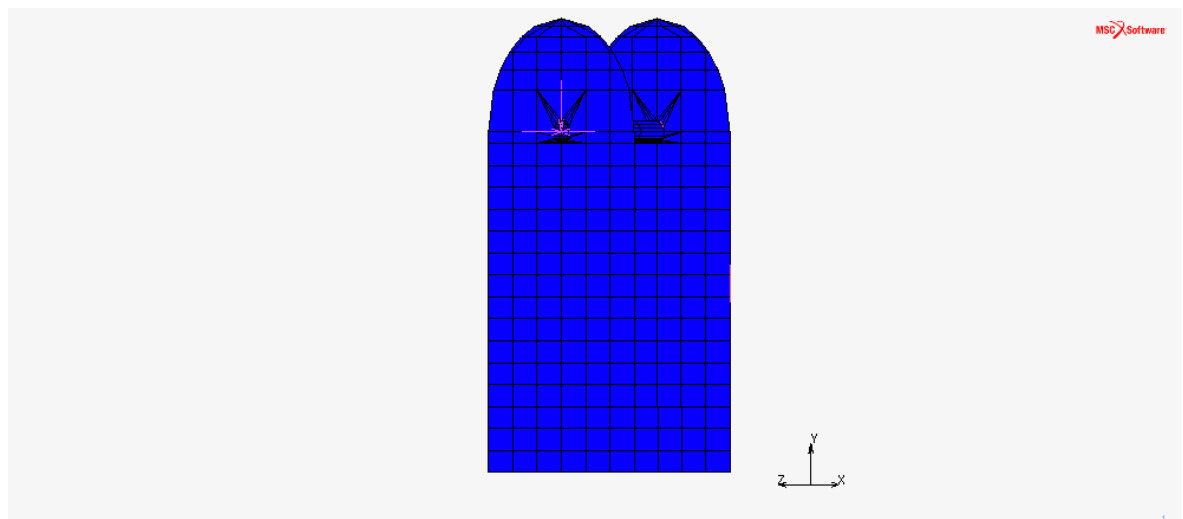
$$\text{Carga soportada eje } z = 788.781 \text{ N}$$

#### ESLABÓN IZQUIERDO

$$\text{Carga soportada eje } x = -413.12 \text{ N}$$

$$\text{Carga soportada eje } y = -35123.5 \text{ N}$$

$$\text{Carga soportada eje } z = -789.11 \text{ N}$$





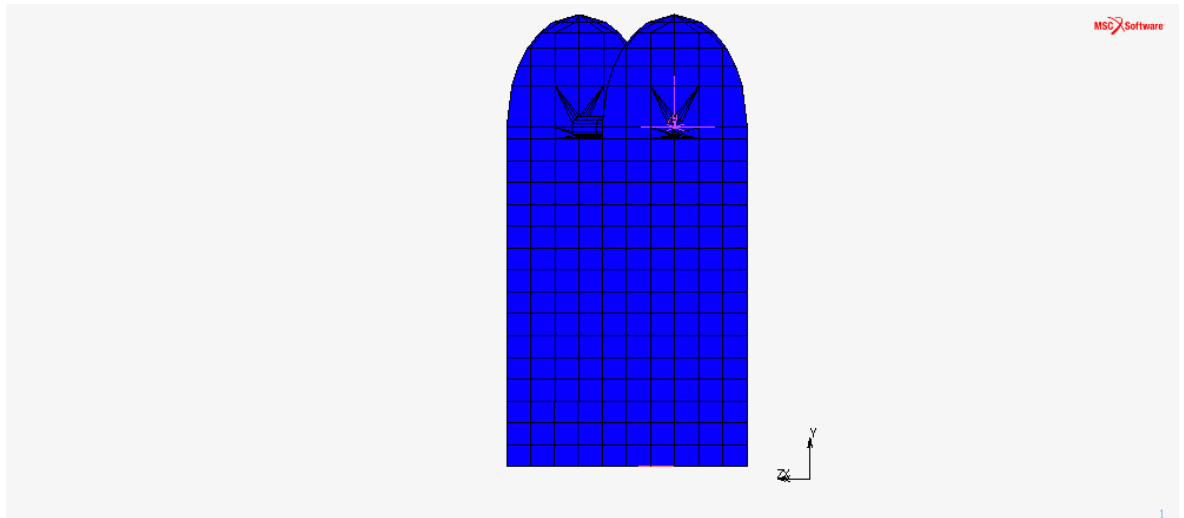
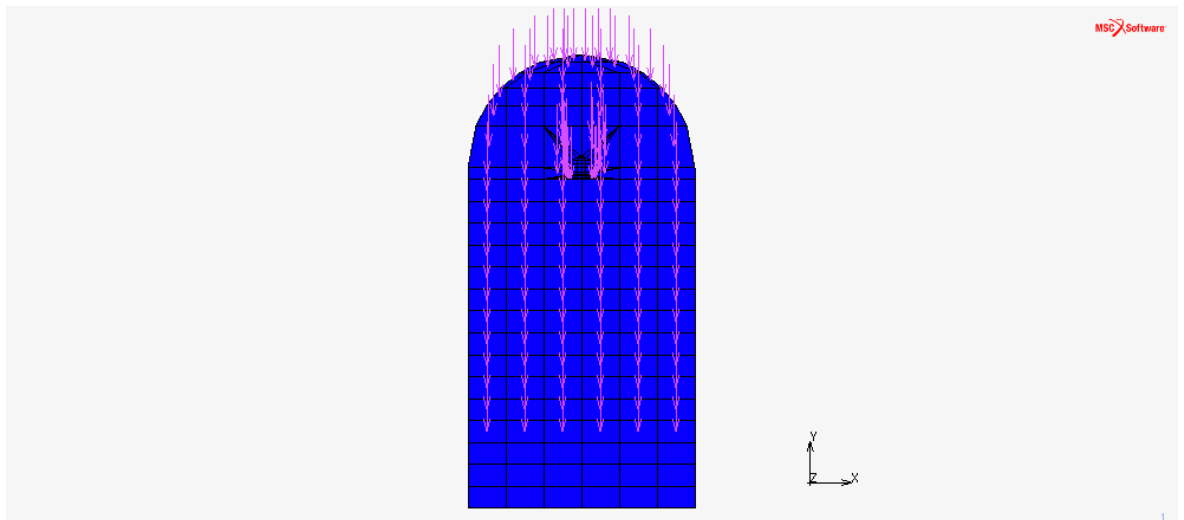


Figura 51: Carga de la base.

4) Se tendrá en cuenta la acción de la gravedad a la hora del uso del brazo mecánico para ver una deformación y tensión más real en el eslabón. La carga que sometera al brazo la gravedad se introducirá sin mayorar porque la fuerza que se crea es totalmente conocida. La fuerza será el producto entre el peso de la base y la aceleración de la gravedad.



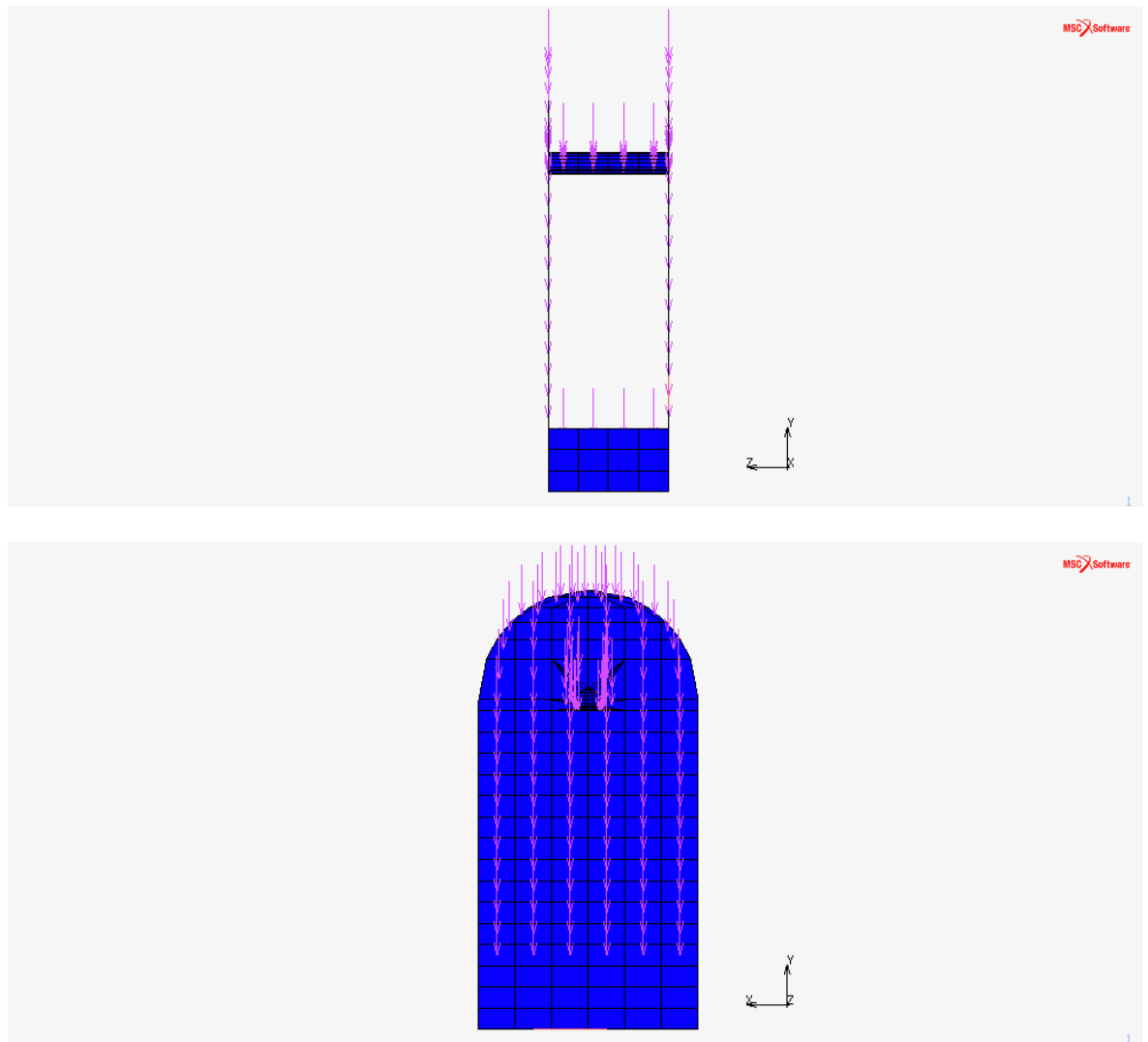
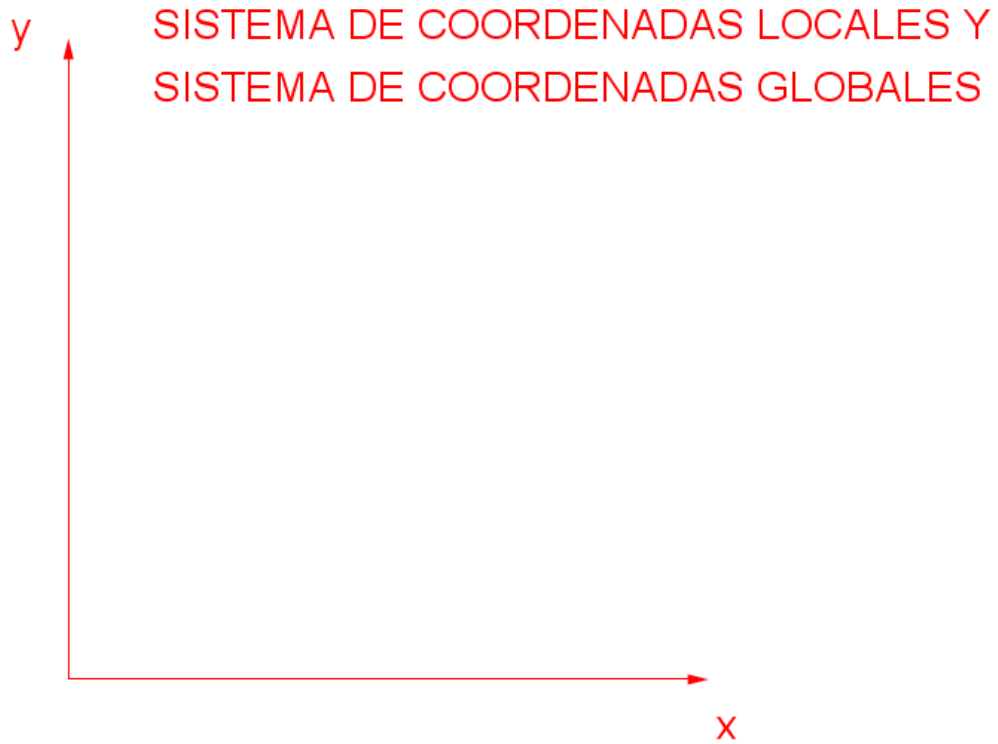


Figura 52: Efecto de la gravedad en la base.

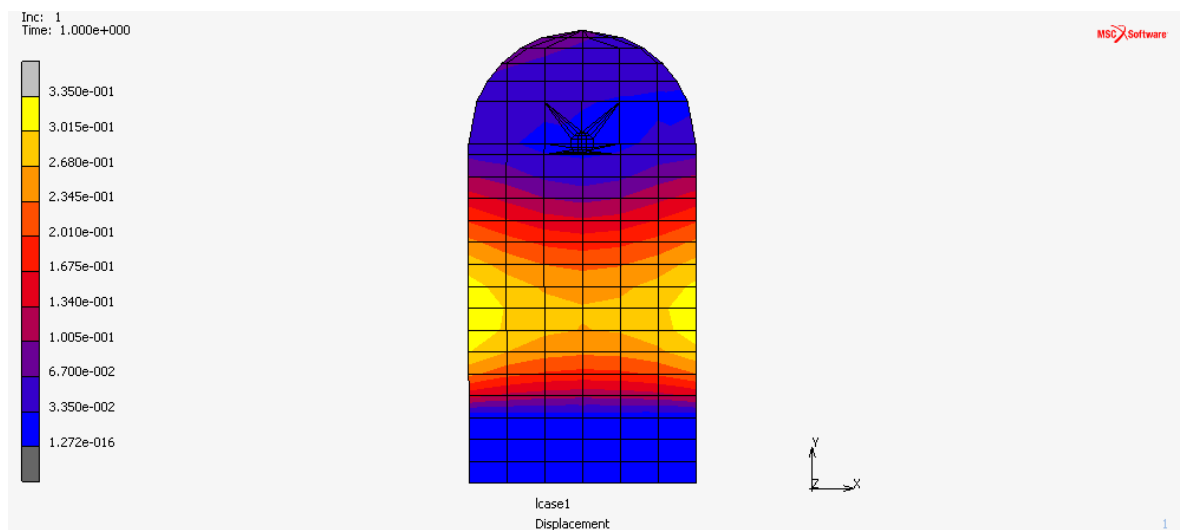
Una vez acabado el modelo y especificado las condiciones de trabajo a las que se encontrará y el material por el cual estará compuesto el brazo mecánico se interpretarán las consecuencias que tendrá el brazo mecánico al estar sometido a las condiciones de trabajo.

Para interpretar bien los resultados lo primero que se hará será definir el sistema de coordenadas. Si no se define el sistema de coordenadas, los resultados se darán en el sistema de coordenadas globales. Si se define según la posición del modelo a analizar el eje de coordenadas que se usará será local. Por tanto, según que tipos de resultados se requieren se utilizará un sistema de coordenadas globales o locales.

En este caso, el eje de coordenadas globales y el eje de coordenadas locales coinciden y son el mismo sistema de coordenadas.



### 3.2.1. DESPLAZAMIENTO TOTAL ACERO



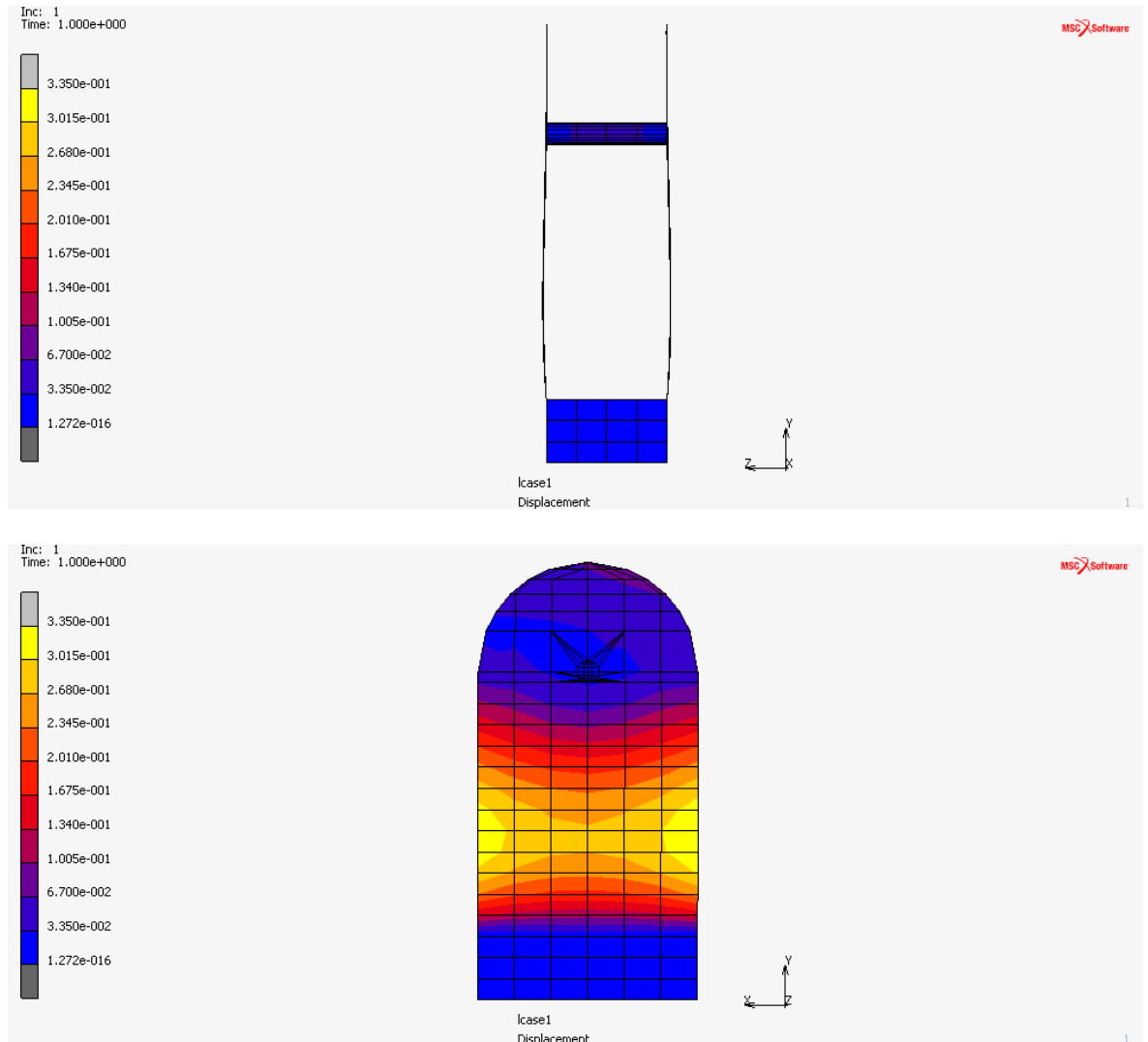


Figura 53: Desplazamiento total de la base.

### 3.2.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y. FLECHA MÁXIMA DEL BRAZO MECÁNICO ACERO

En el desplazamiento que tendrán todos los puntos en el eje z por la deformación causada por las cargas que intervienen en el eslabón durante su funcionamiento. Este desplazamiento está definido en coordenadas locales y el eje z será el que indica la flecha máxima de este eslabón del brazo mecánico. Las cargas que intervienen en la base no están mayoradas y por tanto, esas cargas que intervendrán en este análisis estático serán las reales. Esto indica a que se calcularán los resultados del eslabón para el estado límite de servicio. En las condiciones de diseño de este brazo mecánico se indica como la flecha máxima que se puede permitir será la siguiente:

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm}$$

#### 3.2.2.1. FLECHA DEL ESLABÓN CON ESPESOR DE 25 mm

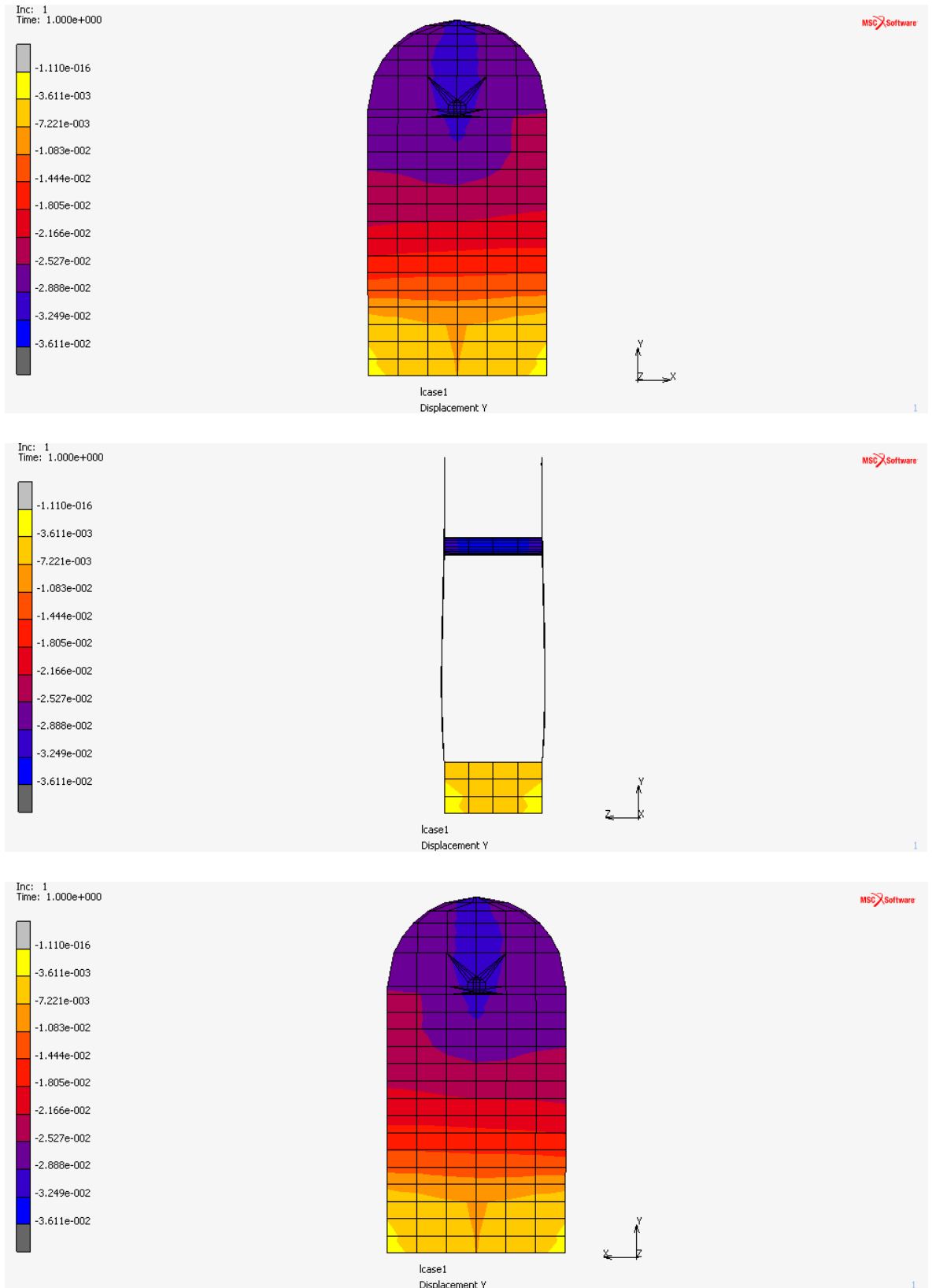


Figura 54: Flecha máxima de la base espesor 25 mm.

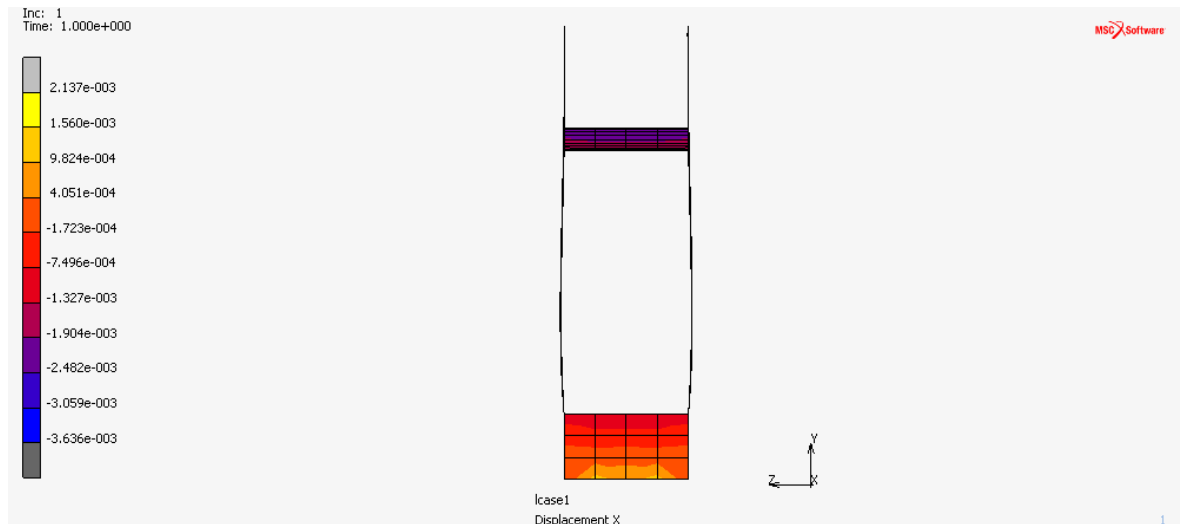
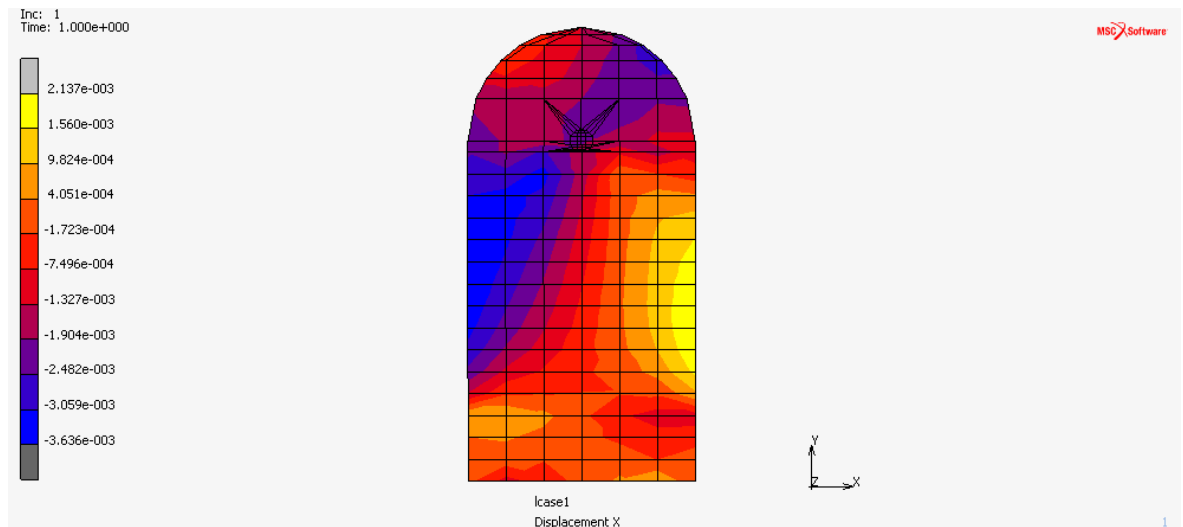
En este caso, la base tendrá un espesor de 25 mm. Con este espesor la máxima deformación en el eje local z o la flecha máxima que tiene la base, como se ve en la figura anterior será de  $-3.611 \times 10^{-2}$  mm. El signo menos es

indicativo de que la base flexiona para abajo a causa de las cargas que deberá soportar el brazo mecánico.

Por tanto, la flecha de la base es de  $3.611 \times 10^{-2} \text{ mm} \times 10^{-2} \text{ mm}$  pero este modelo de eslabón no sobrepasa esta flecha máxima admisible que es de 4 mm. Esta flecha es aceptable.

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm} > 3.611 \times 10^{-2} \text{ mm}$$

### 3.2.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X



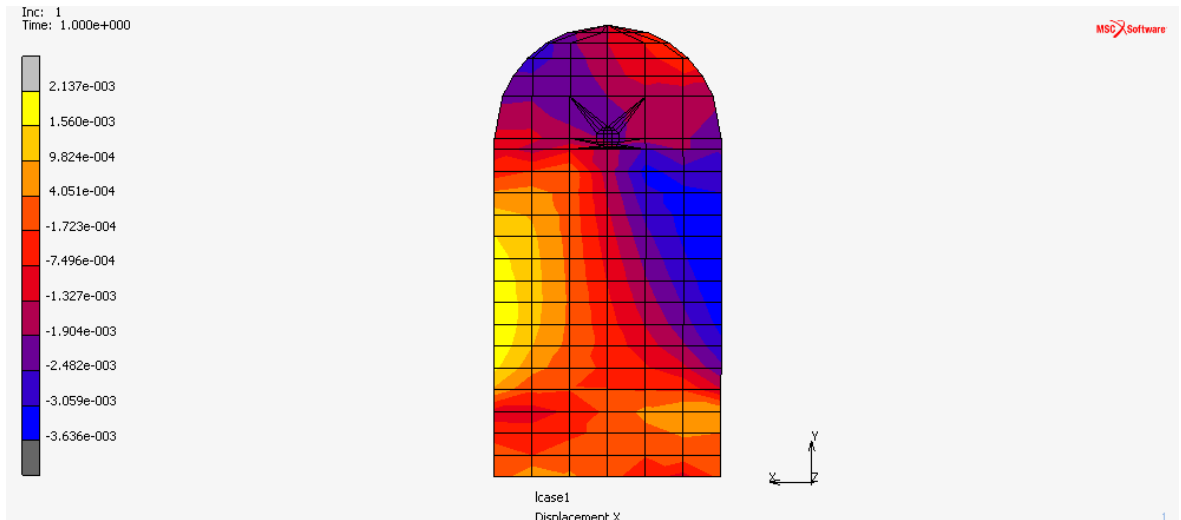
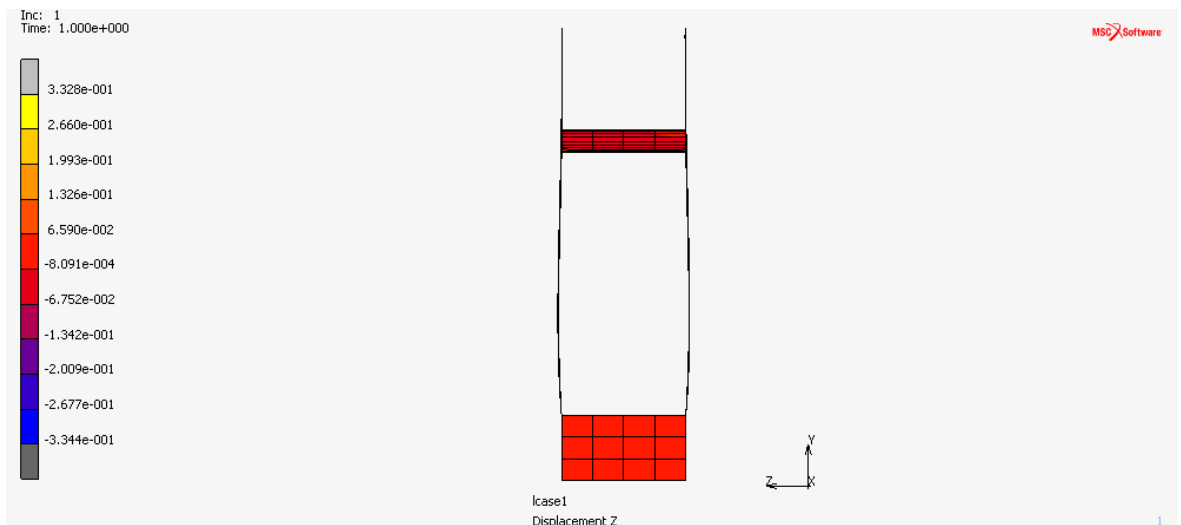
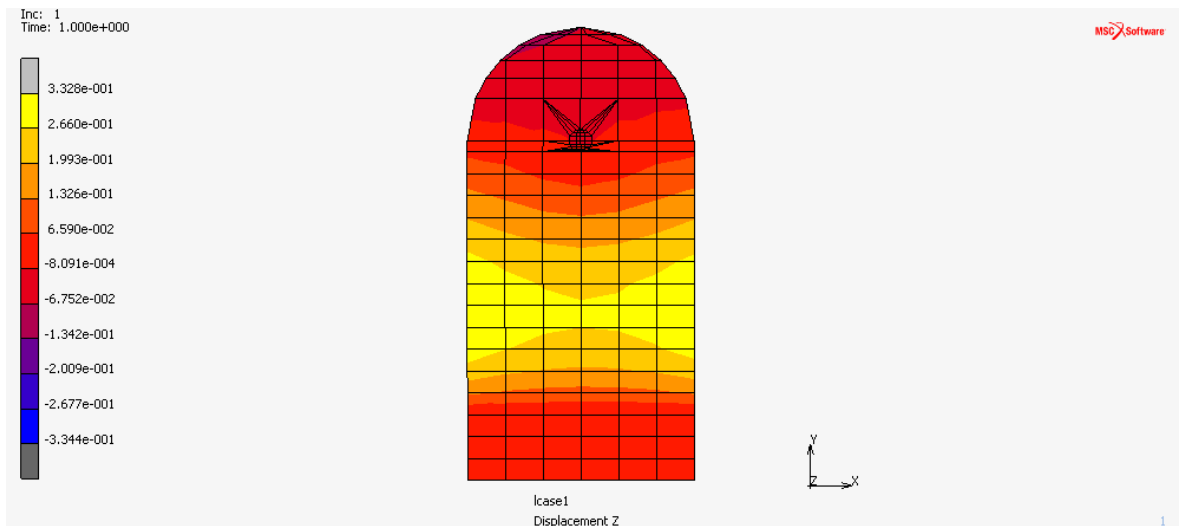


Figura 55: Desplazamiento en el eje x de la base.

### 3.2.4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z



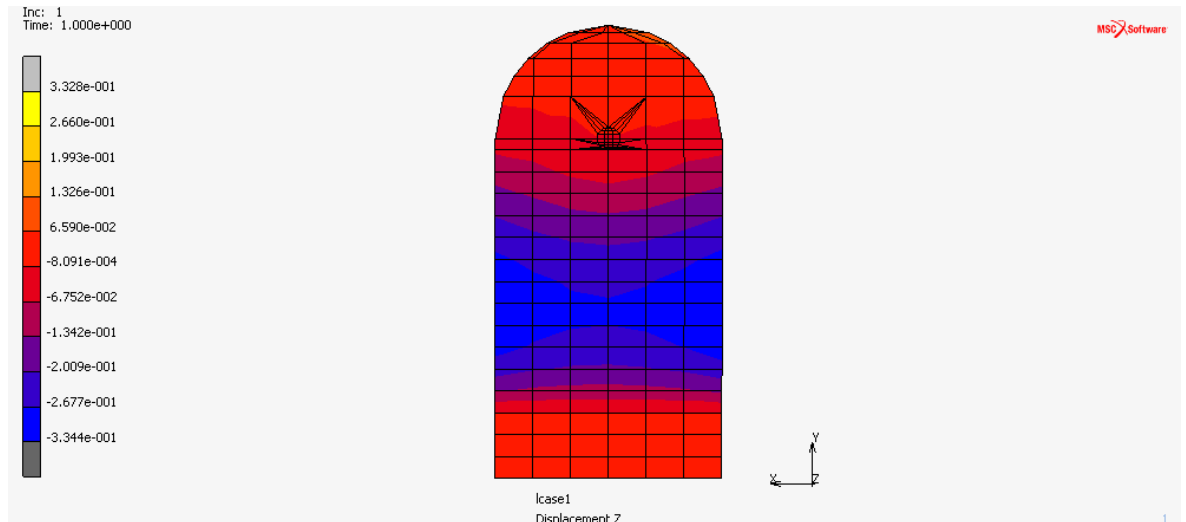
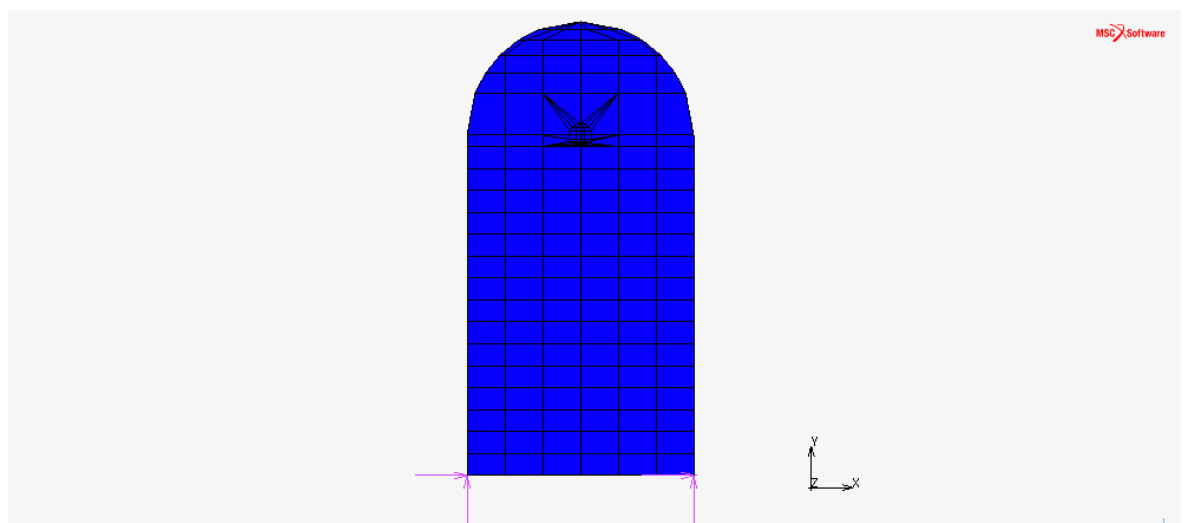


Figura 56: Desplazamiento en el eje z de la base.

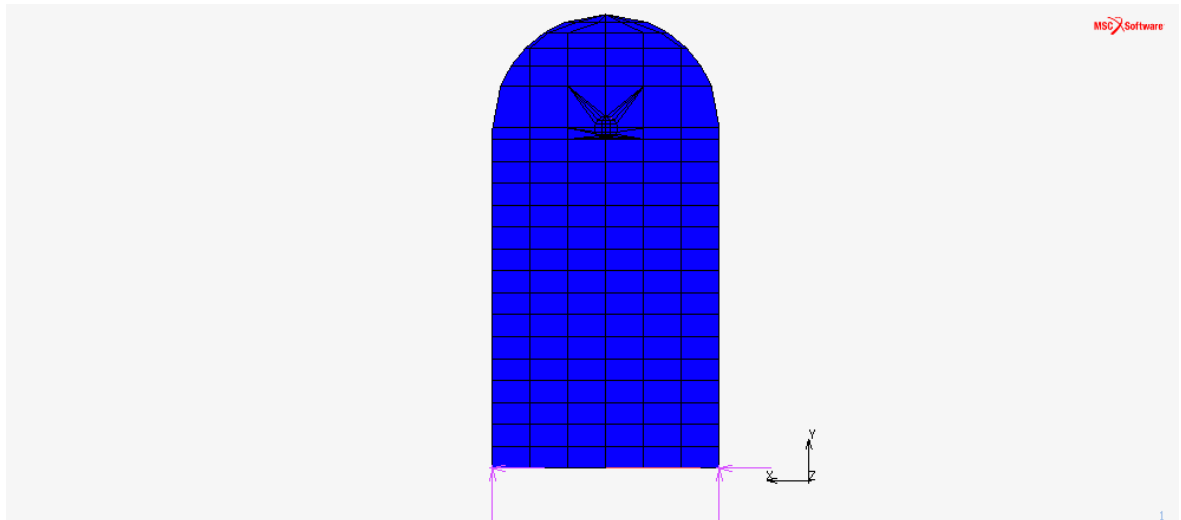
### 3.2.5. REACCIONES EN EL EJE X

Para calcular las reacciones en el eje x del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar la base unas cargas muy grandes, las reacciones en el eje x que tendrá que soportar en la plataforma móvil serán en dirección contraria a las reacciones en el rodamiento del hombro que une el eslabón pequeño y la base. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar la plataforma móvil y que también para determinar el análisis estático de la base, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en las esquinas inferiores de unión entre la base y la plataforma que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje x.

En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.





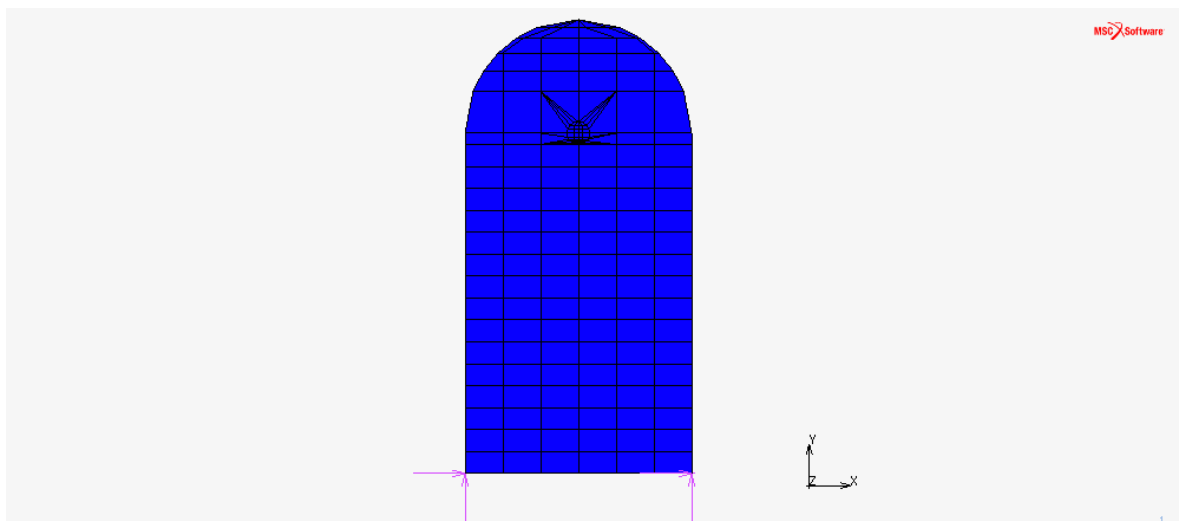


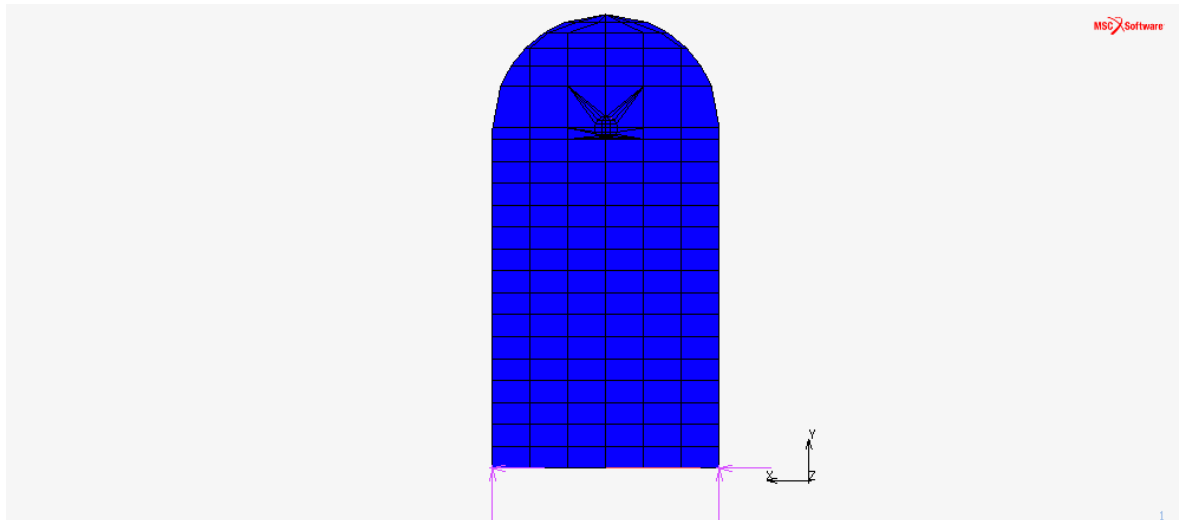
Reacción total en el eje x = 826 N = 0.826 kN

### 3.2.6. REACCIONES EN EL EJE Y

Para calcular las reacciones en el eje y del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar la base unas cargas muy grandes, las reacciones en el eje x que tendrá que soportar en la plataforma móvil serán en dirección contraria a las reacciones en el rodamiento del hombro que une el eslabón pequeño y la base. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar la plataforma móvil y que también para determinar el análisis estático de la base, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en las esquinas inferiores de unión entre la base y la plataforma que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje y.

En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.



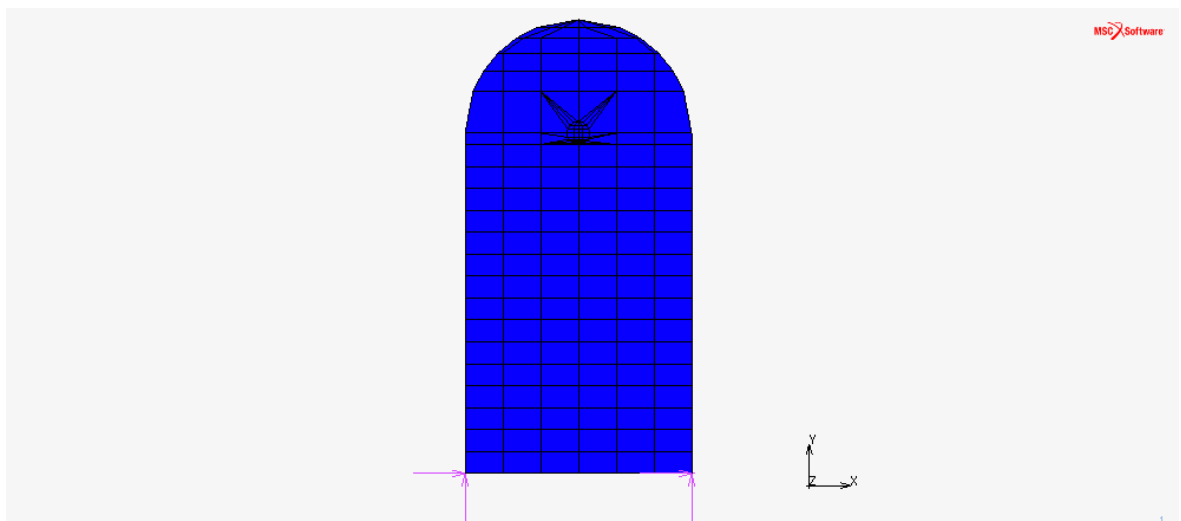


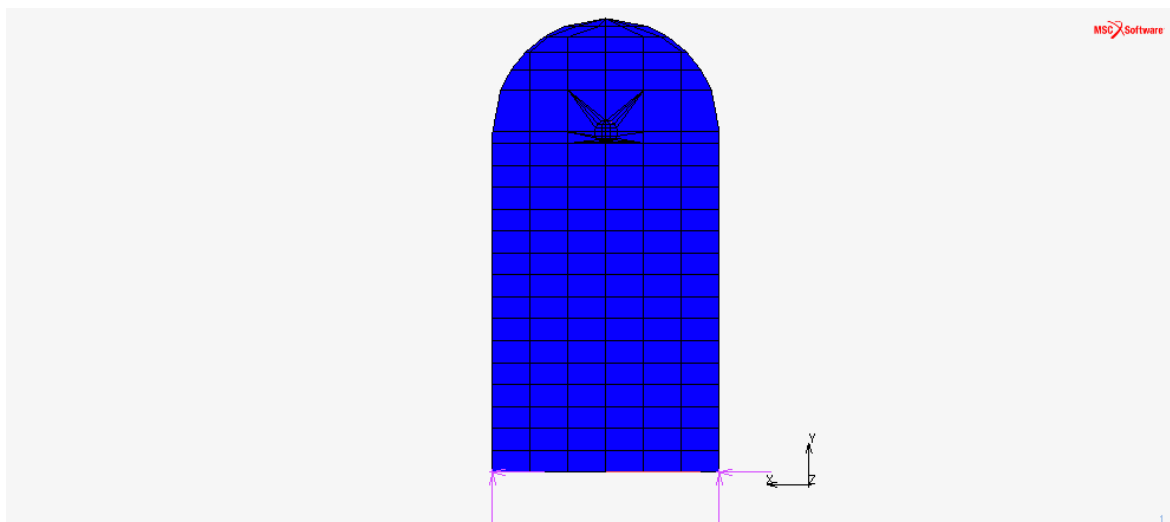
**Reacción total en el eje y = 195463.6 N = 195.4636 kN**

### 3.2.7. REACCIONES EN EL EJE Z

Para calcular las reacciones en el eje z del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar el eslabón unas cargas muy grandes, las reacciones en el eje z que tendrá que soportar en el rodamiento de unión entre el eslabón pequeño y la base serán en dirección contraria a las reacciones en el rodamiento del codo que une los dos eslabones. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar el rodamiento y que también para determinar el análisis estático del eslabón pequeño, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en la parte baja de la circunferencia de unión entre los el eslabón pequeño y la base que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje z.

En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.





**Reacción total en el eje z = 0.3 N = 0.0003 kN**



# ACCIONAMIENTOS O ACTUADORES DEL BRAZO MECÁNICO

## INTRODUCCIÓN

Son los encargados de dotar de movimiento a la estructura mecánica. Existen diferentes tipos dependiendo de la tecnología que utilicen y pueden ser neumáticos, hidráulicos o eléctrico-electrónicos.

## FUNCIÓN DE LOS ACTUADORES

Un robot precisa de elementos motrices capaces de convertir señales de control en movimientos con una potencia de actuación acorde con las tareas que tenga encomendadas, los motores que crean movimientos en las articulaciones de los robots, se llaman actuadores. Los diferentes tipos de actuadores utilizados en robótica suministran energía mecánica y difieren en particular por su energía de activación que puede ser eléctrica, neumática o hidráulica. En el caso de que por necesidades mecánicas o constructivas sea preciso separar el punto de aplicación de las fuerzas generadas por los elementos motores, de dichos elementos, se utilizan elementos transmisores. La clasificación siguiente se basa en el criterio de la energía de activación.

- Actuadores eléctricos
- Actuadores neumáticos
- Actuadores hidráulicos

Articulación Número	Nombre de la articulación	Tipo de movimiento de la articulación	Accionamiento o actuador
1	Base	Giratorio (Plano xz)	Corona circular
2	Hombro	Giratorio (Plano xy)	Cilindro hidráulico de elevación
3	Codo	Giratorio (Plano xy)	Cilindro hidráulico del brazo
4	Muñeca (Giro)	Giratorio (Plano xy)	Cilindro hidráulico del brazo

5	Pinza o mano	Lineal (prismático). Apertura y cierre de la pinza	Motor
---	--------------	--	-------

Tabla 10: Tablas accionamientos necesarios y su posición.

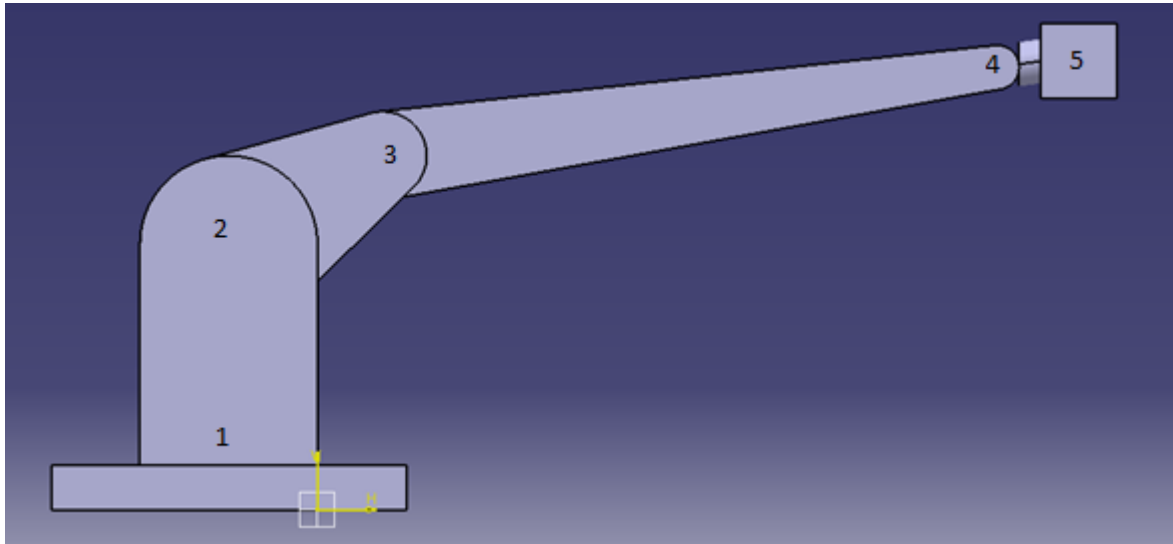


Figura 57: Posición accionamientos brazo mecánico.

## CILINDROS HIDRÁULICOS

El movimiento de la estructura manipuladora se logra al combinar tres o más cilindros hidráulicos. El operador en la cabina controla cada cilindro por separado logrando así el movimiento deseado. A continuación describimos cada uno de los cilindros.

- Cilindros de elevación: Son dos cilindros hidráulicos apoyados en el tractor con conexión en el codo de la pluma. Estos cilindros permiten elevar o bajar la pluma.
- Cilindro del brazo: Es un cilindro hidráulico apoyado en la pluma y conectado en el extremo anterior del brazo. Este cilindro permite controlar los movimientos del brazo.
- El cilindro del cucharón: Es un cilindro hidráulico apoyado en el brazo y conectado con el cucharón. Este cilindro es encargado de controlar los movimientos del cucharón.

Vistos los tipos de cilindros hidráulicos por los que puede ser compuesto el brazo mecánico, estará compuesto por cuatro cilindros hidráulicos para poder transferir el movimiento por toda la máquina. A continuación se irán describiendo los distintos tipos de cilindros que se utilizarán en las distintas partes de la máquina empezando por la base hasta la pinza o elemento terminal. La elección de los cilindros hidráulicos se hará según la carga que deberá mover este elemento. El brazo mecánico de la imagen de a continuación, tiene el mismo mecanismo de cilindros hidráulicos que utilizará este brazo mecánico. El brazo que se va a diseñar como elemento terminal estará compuesto por una pinza o mano y no por un cucharón como se ve en la imagen.

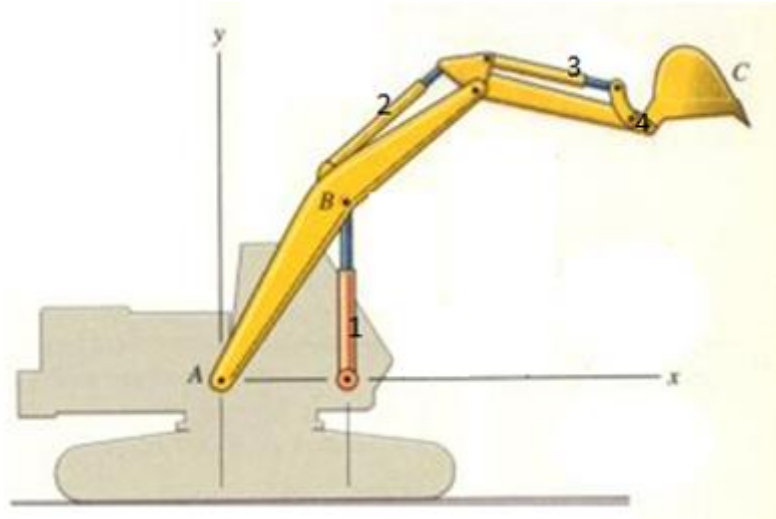


Figura 58: Cilindros hidráulicos.

## 1. VÁLVULA DE TRES VÍAS

Esta es la primera de las válvulas que cambia la orientación de la corriente del fluido. En esta válvula como su nombre; lo indica, hay tres bocas de conexión o "puertas", la primera por donde entra la presión desde la bomba, la segunda que se comunica con el cilindro hidráulico y la tercera que es la conexión hacia el tanque o retorno.

En la figura siguiente se muestra un corte de una válvula de tres vías en las dos posiciones en que aquella trabaja como A y B, en una de esas posiciones la corredera o husillo permite comunicar la puerta de entrada de presión con la salida del cilindro, mientras bloquea el retorno al tanque, en la segunda posición, o sea con la corredera situada en el otro extremo la misma bloquea ahora la entrada de presión y conecta el retorno a tanque con el cilindro.

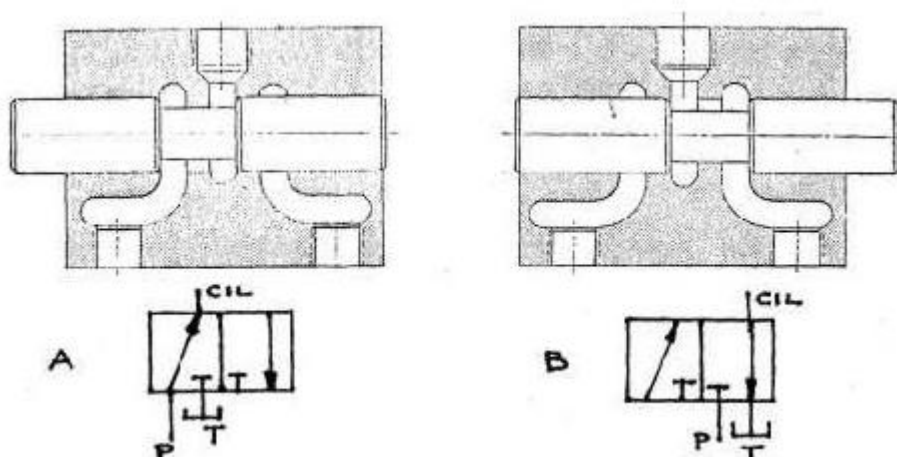


Figura 59: Válvula de tres vías.

En una válvula de dos posiciones, una de ellas se logra mediante un resorte que mantiene la corredera en una posición extrema, la posición se logra por una señal de

mando, que puede ser, manual, mecánica, eléctrica o por piloto hidráulico o neumático, que al producirse provocan el deslizamiento del husillo al lado opuesto, venciendo la tensión del resorte al comprimirlo. En este caso a la válvula de tres vías se le mandará una señal electrónica para que el husillo de la válvula pueda ser deslizado al lado al que interese. Este accionamiento hidráulico vendrá conjuntamente con el cilindro hidráulico que se compre.

Esta válvula se emplea para controlar el accionamiento de cilindros de simple efecto y émbolos buzo, cuyo retorno se efectúa por la acción de un resorte a cargas exteriores que no requiere retorno hidráulico.

## 2. TRANSFERENCIA DE MOVIMIENTO ENTRE LA BASE Y EL ESLABÓN PEQUEÑO (CILINDRO HIDRÁULICO 1)

Para transferir el movimiento entre la base y el eslabón de dos metros será necesario colocar un cilindro hidráulico de elevación y así poder elevar el eslabón pequeño hasta la altura que se crea conveniente según el movimiento o la trayectoria que quiera seguir el brazo mecánico manteniendo la base fija. Por tanto, este cilindro hidráulico tendrá la función de ser capaz de mover el eslabón pequeño respecto a la base que estará fijada. Este cilindro tratará de colocar los dos eslabones de dos metros en el sitio correcto en cada instante de tiempo para que la máquina en su conjunto pueda cumplir la trayectoria fijada anteriormente en el análisis cinemático.

Este cilindro deberá levantar todo el peso que tendrá los eslabones pequeños y todo el peso que vendrá sostenido por estos eslabones que serán los eslabones grandes y la pinza. A esto se le tendrá que añadir también la reacción que soportarán los eslabones pequeños por las cargas que soportará el brazo mecánico cuando éste está desarrollando su función. Esta reacción total está calculada en apartados anteriores en el análisis estático del brazo mecánico.

$$REACCIÓN TOTAL ELEVABLE POR EL CILINDRO HIDRÁULICO = 70.13 \text{ kN}$$

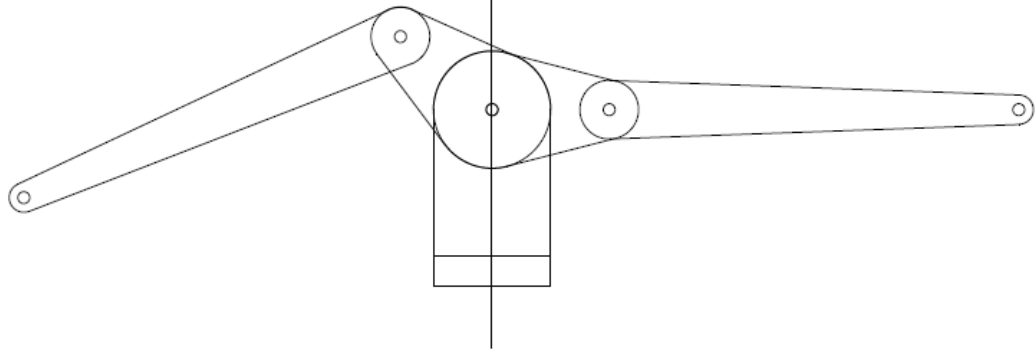
Esta reacción es la máxima que se ha calculado que va ser soportada por los eslabones pequeños. Por tanto, al coger esta reacción máxima que puede tener los eslabones se gana en seguridad de fallo del cilindro hidráulico porque estará preparado para elevar el brazo mecánico de forma adecuada. Además, esta reacción está calculada sobre un coeficiente de seguridad de coeficiente 1,5 y por tanto, la seguridad del brazo mecánico aumenta.

### 2.1. CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO

La carrera del brazo hidráulico, además de la carga que puede elevar el cilindro hidráulico, es un factor determinante en la elección del cilindro hidráulico adecuado para el brazo mecánico. Por tanto, se hará el cálculo de la carrera que debe tener el cilindro hidráulico para facilitar su elección. El movimiento del brazo mecánico se dividirá en dos partes o lados. El movimiento del lado izquierdo será el que se haga en el lado izquierdo a partir del eje vertical que marca la base y el movimiento del lado derecho será el que se haga en el lado derecho a partir del mencionado eje. Esta carrera se calculará para el movimiento de cada lado respecto al eje vertical marcado por la base.

MOVIMIENTO  
LADO IZQUIERDO

MOVIMIENTO  
LADO DERECHO



Por tanto, se calculará la carrera del cilindro hidráulico para los movimientos límites del eslabón pequeño en este caso. El cilindro hidráulico irá acoplado a la base a dos metros de altura en el centro del elemento. Este cilindro irá acoplado y hará el esfuerzo en el eslabón pequeño a una distancia de 1,5 metros de distancia desde el rodamiento de unión del hombro en dirección del rodamiento de unión del codo. Con esto lo que se quiere conseguir es que la palanca que sea proporcionada por el cilindro hidráulico sea la más sencilla para poder mover el eslabón con el menor esfuerzo posible. Por tanto, el momento que cree el cilindro será suficiente para mover fácilmente el eslabón pequeño.

A continuación se analizarán las carreras máximas del cilindro hidráulico en ambos lados de movimiento del brazo mecánico.

### 2.1.1. LADO DE MOVIMIENTO IZQUIERDO

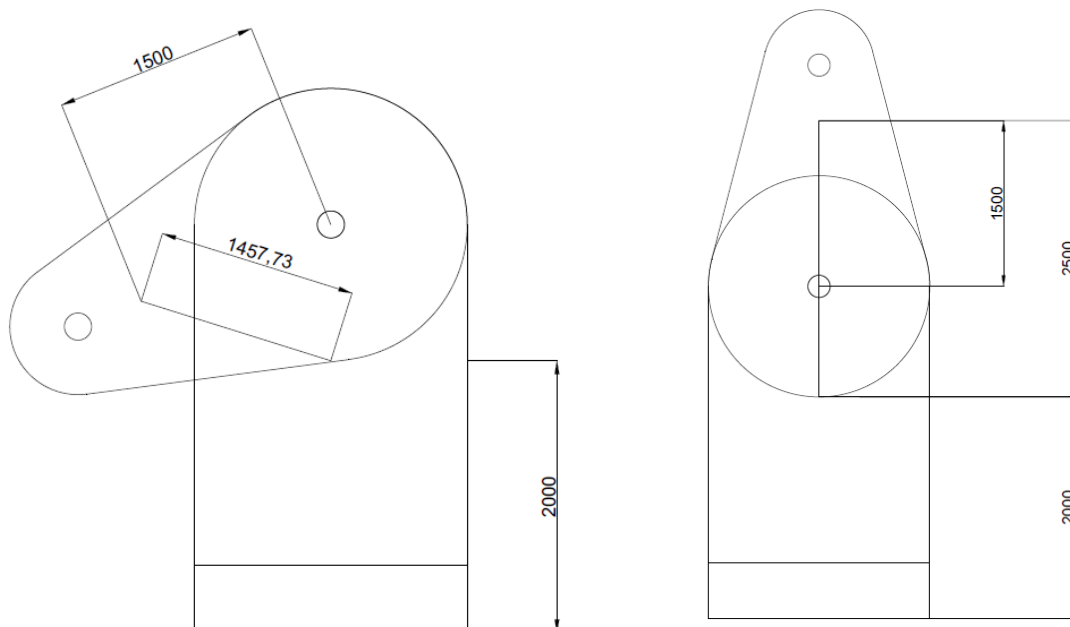


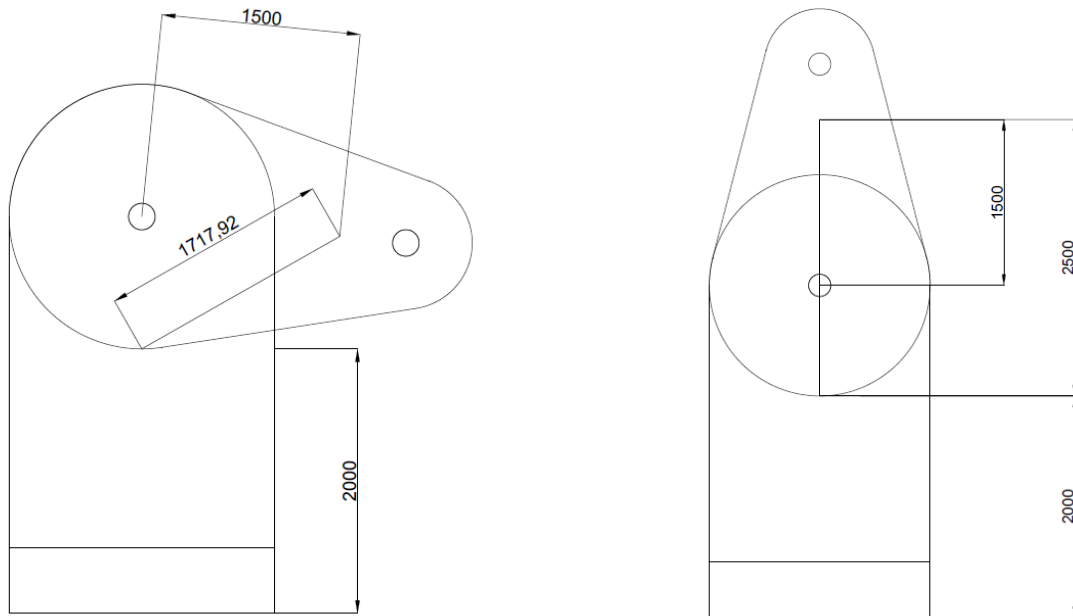
Figura 60: Carrera del cilindro hidráulico de elevación.



*Carrera del cilindro hidráulico = 2500 mm - 1457,73 mm*

*Carrera del cilindro hidráulico = 1042,27 mm*

### 2.1.2. LADO DE MOVIMIENTO DERECHO



*Figura 61: Carrera del cilindro hidráulico de elevación.*

*Carrera del cilindro hidráulico = 2500 mm - 1717,92 mm*

*Carrera del cilindro hidráulico = 782,08 mm*

## 2.2. ELECCIÓN DE LA CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO

La longitud de la carrera que se elegirá será la que sea mayor de los dos lados de movimiento que se han definido. Por tanto, como la carrera del cilindro hidráulico del lado izquierdo es mayor que el del lado derecho, la carrera final del cilindro hidráulico será de 1042,27 milímetros.

## 2.3. ELECCIÓN DEL TIPO DE CILINDRO HIDRÁULICO

Para hacer la elección del cilindro hidráulico se basará en dos resultados calculados anteriormente que serán los siguientes:

- Carga elevable por el cilindro hidráulico
- Carrera del cilindro hidráulico

Según estos dos cálculos se elegirán los cilindros hidráulicos adecuados para transferir el movimiento entre la base y el eslabón pequeño. Para ello, los cilindros hidráulicos que se elegirán serán de la empresa ENERPAC. En ella se encontrarán unas tablas en las que se diferenciarán los tipos de cilindros hidráulicos según los



resultados que se han conseguido en los dos apartados antes mencionados. Estos cilindros vendrán completamente montados y por tanto, sólo habrá que colocarlo en el sitio adecuado del brazo mecánico.

A continuación se elegirá el cilindro adecuado del catálogo de cilindros hidráulicos de esta empresa de ENERPAC que vendrá adjunto en el apartado de cálculos y anexos del proyecto. En este catálogo se harán dos elecciones. Para empezar, se elegirá la serie del cilindro hidráulico al que se adecúa este tipo de resultados. Después de elegir la serie, que será una familia de cilindros, se deberá elegir un tipo de cilindro hidráulico de la misma familia o serie de cilindros.

Por tanto, inicialmente se hará la elección de la serie de cilindros hidráulicos y se hará una descripción de cómo serán.

$$REACCIÓN TOTAL ELEVABLE EL CILINDRO HIDRÁULICO = 70.13 \text{ kN}$$

$$CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO = 1042,27 \text{ mm}$$

Con estos resultados la serie de cilindros hidráulicos adecuada para este caso será la serie RR. Estos cilindros hidráulicos son cilindros de doble efecto.

### 2.3.1. CILINDROS DE DOBLE EFECTO, SERIE RR

Estos cilindros son los más versátiles. Son suficientemente resistentes para utilizarse en las aplicaciones más rigurosas y diseñadas con precisión para los usos industriales de ciclos frecuentes. Las características de esta serie de cilindros hidráulicos son las siguientes:

- Las roscas del collarín y del émbolo, así como los orificios de montaje en la base, facilitan la fijación (en la mayoría de los modelos).
- Acabado de esmaltado al horno para mayor resistencia a la corrosión.
- Silletas templadas desmontables protegen el vástago durante el funcionamiento.
- Válvula de seguridad incorporada previene la sobrepresión accidental.
- Racores CR-400 y guardapolvos incluidos.
- Rascador que reduce la contaminación y prolonga la vida útil del cilindro.



Figura 62: Cilindro hidráulico de elevación RR-20048.

- Fuerza máxima elevable de esta serie de cilindros: 520 toneladas → 5114 kN
- Carrera del cilindro hidráulico: 57 mm → 1219 mm
- Presión máxima: 700 bar

A continuación se elegirá el tipo de cilindro hidráulico en esta serie de cilindros hidráulicos RR. El cilindro adecuado de esta serie será el modelo RR-20048. Las características de este modelo serán las siguientes:

- Fuerza del cilindro: 200 toneladas → 1995 kN
- Carrera: 1219 mm
- Área efectiva:
  - Tracción: 145.3 cm<sup>2</sup>
  - Empuje: 285 cm<sup>2</sup>
- Capacidad de aceite:
  - Tracción: 17712 cm<sup>2</sup>
  - Empuje: 34741 cm<sup>2</sup>

- Altura retraldo: 1527 mm

## 2.4. COLOCACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO

El cilindro hidráulico ira colocado entre medio de los eslabones del mismo tipo. Es decir, habrá dos eslabones de siete metros, otros dos de dos metros y una base. Por tanto, los eslabones del mismo tipo serán los que tengan la misma longitud y estos irán colocados uno al lado del otro dejando un espacio entre medio vacío. En ese espacio vacío irá colocado el cilindro hidráulico. En el inicio y el final del cilindro hidráulico irán colocadas dos pletinas, las cuales unirán los eslabones de la misma longitud para que se muevan los dos eslabones al mismo tiempo de forma idéntica. Por tanto la fuerza que hará el cilindro hidráulico para poder mover la máquina será la que habrá que hacer para mover los eslabones de la misma longitud. Esa fuerza está calculada anteriormente.

## 3. TRANSFERENCIA DE MOVIMIENTO ENTRE EL ESLABÓN GRANDE Y EL ESLABÓN PEQUEÑO (CILINDRO HIDRÁULICO 2)

Para transferir el movimiento entre los eslabones de siete metros y los eslabones de dos metros será necesario colocar un cilindro hidráulico del brazo y así poder transmitir el movimiento relativo entre los dos eslabones diferentes. Este cilindro hidráulico tratará de mover los eslabones grandes respecto a los eslabones pequeños. Por tanto, será el encargado de imprimir un movimiento relativo entre los dos eslabones diferentes. Este cilindro tendrá la función de colocar los eslabones de siete metros en el sitio correcto en cada instante de tiempo para que la máquina en su conjunto pueda cumplir la trayectoria fijada anteriormente en el análisis cinemático.

Este cilindro deberá levantar todo el peso que tendrán los eslabones grandes y todo el peso que vendrá sostenido por estos eslabones que serán los eslabones pequeños y la pinza. A esto se le tendrá que añadir también la reacción que soportarán los eslabones grandes por las cargas que soportará el brazo mecánico cuando éste está desarrollando su función. Esta reacción total está calculada en apartados anteriores en el análisis estático del brazo mecánico.

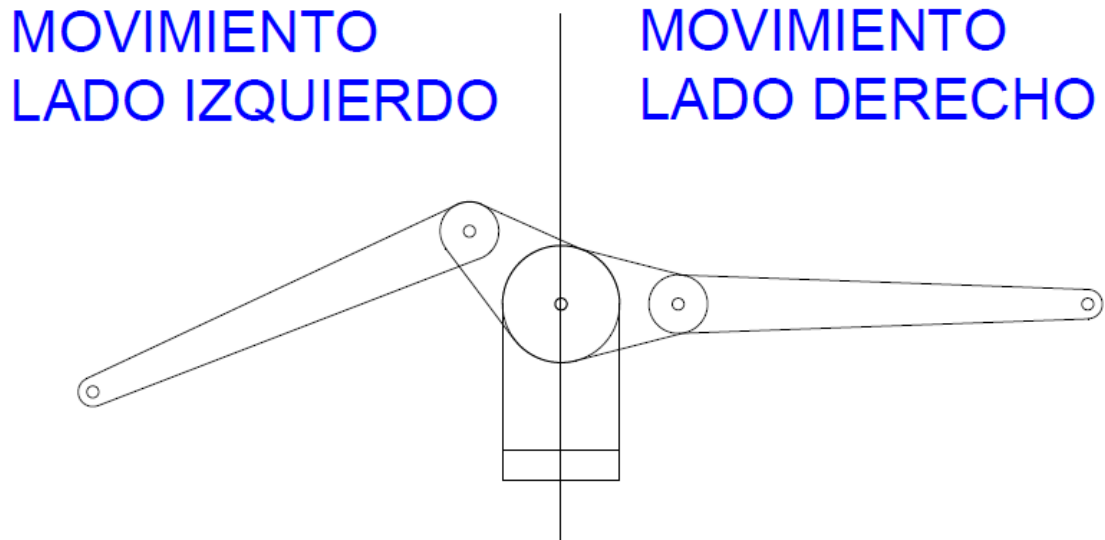
$$REACCIÓN\ TOTAL\ ELEVABLE\ POR\ EL\ CILINDRO\ HIDRÁULICO = 46.2\ kN$$

Esta reacción es la máxima que se ha calculado que va ser soportada por los eslabones grandes. Por tanto, al coger esta reacción máxima que puede tener los eslabones se gana en seguridad de fallo del cilindro hidráulico porque estará preparado para elevar el brazo mecánico de forma adecuada. Además, esta reacción está calculada sobre un coeficiente de seguridad de coeficiente 1,5 y por tanto, la seguridad del brazo mecánico aumenta.

## 3.1. CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO

La carrera del brazo hidráulico, además de la carga que puede elevar el cilindro hidráulico, es un factor determinante en la elección del cilindro hidráulico adecuado para el brazo mecánico. Por tanto, se hará el cálculo de la carrera que debe tener el cilindro hidráulico para facilitar su elección. El movimiento del brazo mecánico se dividirá en dos partes o lados. El movimiento del lado izquierdo será el que se haga

en el lado izquierdo a partir del eje vertical que marca la base y el movimiento del lado derecho será el que se haga en el lado derecho a partir del mencionado eje. Esta carrera se calculará para el movimiento de cada lado respecto al eje vertical marcado por la base.



Por tanto, se calculará la carrera del cilindro hidráulico para los movimientos límites del eslabón más largo en este caso. El cilindro hidráulico irá acoplado al eslabón pequeño a 1,5 metros de distancia desde el rodamiento de unión del hombro en dirección del rodamiento de unión del codo, en el centro del elemento. Este cilindro irá acoplado y hará el esfuerzo en el eslabón grande a una distancia de 5,25 metros de distancia desde el rodamiento de unión del codo en dirección del rodamiento de unión de la muñeca. Con esto lo que se quiere conseguir es que la palanca que sea proporcionada por el cilindro hidráulico sea la más sencilla para poder mover el eslabón con el menor esfuerzo posible. Por tanto, el momento que cree el cilindro será suficiente para mover fácilmente el eslabón más largo.

A continuación se analizarán las carreras máximas del cilindro hidráulico en ambos lados de movimiento del brazo mecánico. Se analizarán los movimientos relativos límites (máximos y mínimos) del eslabón más largo respecto al más corto.

### 3.1.1. LADO DE MOVIMIENTO IZQUIERDO

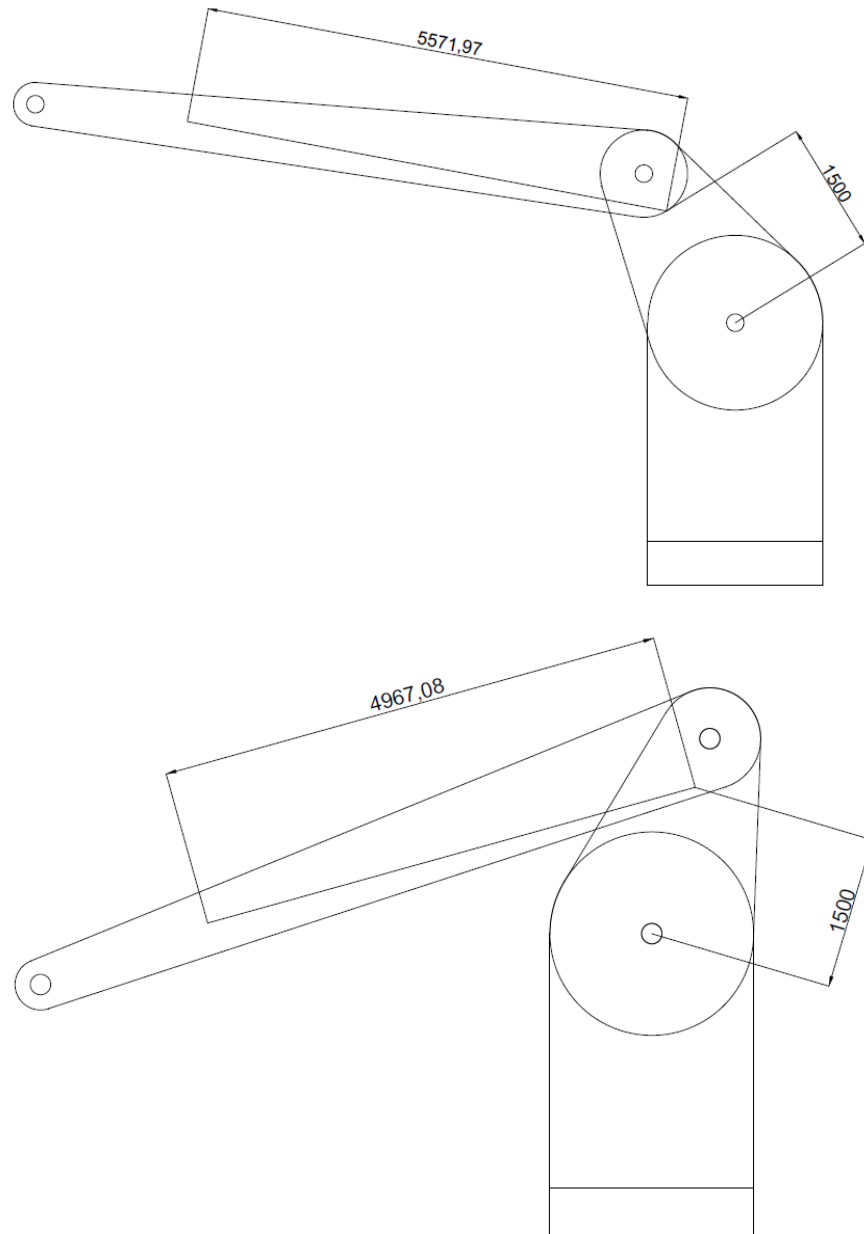


Figura 63: Carrera del cilindro hidráulico del brazo.

$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 5571,97 \text{ mm} - 4967,08 \text{ mm}$$

$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 604,89 \text{ mm}$$

### 3.1.2. LADO DE MOVIMIENTO DERECHO

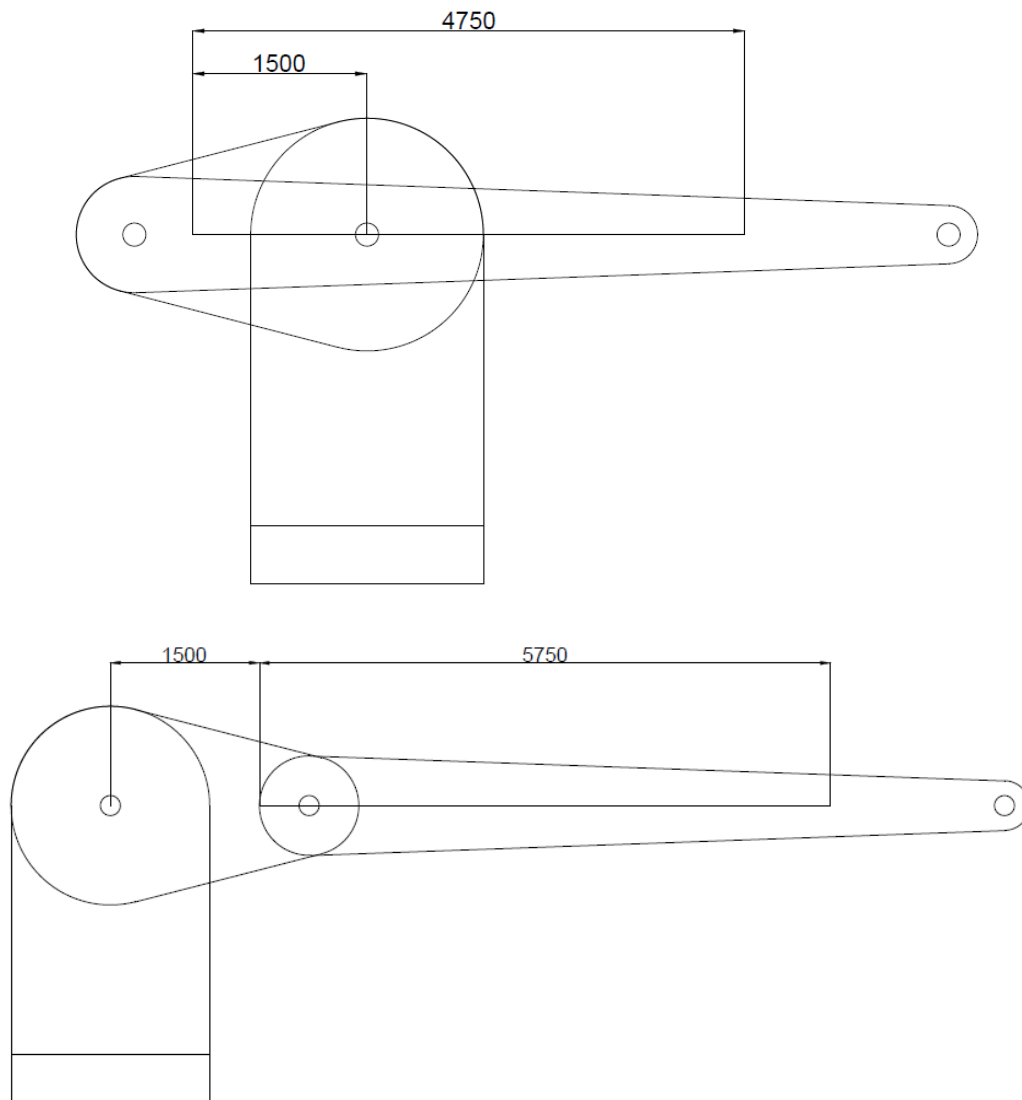


Figura 64: Carrera del cilindro hidráulico del brazo.

$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 5750 \text{ mm} - 4750 \text{ mm}$$

$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 1000 \text{ mm}$$

### 3.2. ELECCIÓN DE LA CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO

La longitud de la carrera que se elegirá será la que sea mayor de los dos lados de movimiento que se han definido. Por tanto, como la carrera del cilindro hidráulico del lado derecho es mayor que el del lado izquierdo, la carrera final del cilindro hidráulico será de 1000 milímetros.

#### 3.2.1. ELECCIÓN DEL TIPO DE CILINDRO HIDRÁULICO

Para hacer la elección del cilindro hidráulico se basará en dos resultados calculados anteriormente que serán los siguientes:

- Carga elevable por el cilindro hidráulico

### - Carrera del cilindro hidráulico

Según estos dos cálculos se elegirán los cilindros hidráulicos adecuados para transferir el movimiento entre el eslabón grande y el eslabón pequeño. Para ello, los cilindros hidráulicos que se elegirán serán de la empresa ENERPAC. En ella se encontrarán unas tablas en las que se diferenciarán los tipos de cilindros hidráulicos según los resultados que se han conseguido en los dos apartados antes mencionados. Estos cilindros vendrán completamente montados y por tanto, sólo habrá que colocarlo en el sitio adecuado del brazo mecánico.

A continuación se elegirá el cilindro adecuado del catálogo de cilindros hidráulicos de esta empresa de ENERPAC que vendrá adjunto en el apartado de cálculos y anexos del proyecto. En este catálogo se harán dos elecciones. Para empezar, se elegirá la serie del cilindro hidráulico al que se adecúa este tipo de resultados. Después de elegir la serie, que será una familia de cilindros, se deberá elegir un tipo de cilindro hidráulico de la misma familia o serie de cilindros.

Por tanto, inicialmente se hará la elección de la serie de cilindros hidráulicos y se hará una descripción de cómo serán.

$$\text{REACCIÓN TOTAL ELEVABLE POR CADA CILINDRO HIDRÁULICO} \\ = 46.2 \text{ kN}$$

$$\text{CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO} = 1000 \text{ mm}$$

Con estos resultados la serie de cilindros hidráulicos adecuada para este caso será la serie RR. Estos cilindros hidráulicos son cilindros de doble efecto.

### 3.2.2. CILINDROS DE DOBLE EFECTO, SERIE RR

Estos cilindros son los más versátiles. Son suficientemente resistentes para utilizarse en las aplicaciones más rigurosas y diseñadas con precisión para los usos industriales de ciclos frecuentes. Las características de esta serie de cilindros hidráulicos son las siguientes:

- Las roscas del collarín y del émbolo, así como los orificios de montaje en la base, facilitan la fijación (en la mayoría de los modelos).

- Acabado de esmaltado al horno para mayor resistencia a la corrosión.

- Silletas templadas desmontables protegen el vástago durante el funcionamiento.

- Válvula de seguridad incorporada previene la sobrepresión accidental.



- Racores CR-400 y guardapolvos incluidos.
- Rascador que reduce la contaminación y prolonga la vida útil del cilindro.



Figura 65: Cilindro hidráulico del brazo RR-20048.

- Fuerza máxima elevable de esta serie de cilindros: 520 toneladas → 5114 kN
- Carrera del cilindro hidráulico: 57 mm → 1219 mm
- Presión máxima: 700 bar

A continuación se elegirá el tipo de cilindro hidráulico en esta serie de cilindros hidráulicos RR. El cilindro adecuado de esta serie será el modelo RR-20048. Las características de este modelo serán las siguientes:

- Fuerza del cilindro: 200 toneladas → 1995 kN
- Carrera: 1219 mm
- Área efectiva:
  - Tracción: 145.3 cm<sup>2</sup>
  - Empuje: 285 cm<sup>2</sup>
- Capacidad de aceite:



- Tracción: 17712 cm<sup>2</sup>
- Empuje: 34741 cm<sup>2</sup>

- Altura retraldo: 1527 mm

### 3.4. COLOCACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO

El cilindro hidráulico ira colocado entre medio de los eslabones del mismo tipo. Es decir, habrá dos eslabones de siete metros, otros dos de dos metros y una base. Por tanto, los eslabones del mismo tipo serán los que tengan la misma longitud y estos irán colocados uno al lado del otro dejando un espacio entre medio vacío. En ese espacio vacío irá colocado el cilindro hidráulico. En el inicio y el final del cilindro hidráulico irán colocadas dos pletinas, las cuales unirán los eslabones de la misma longitud para que se muevan los dos eslabones al mismo tiempo de forma idéntica. Por tanto la fuerza que hará el cilindro hidráulico para poder mover la máquina será la que habrá que hacer para mover los eslabones de la misma longitud. Esa fuerza está calculada anteriormente.

### 4. TRANSFERENCIA DE MOVIMIENTO ENTRE EL ESLABÓN PEQUEÑO Y LA PINZA O MANO (CILINDRO HIDRÁULICO 3)

Para transferir el movimiento entre la pinza o la mano y el eslabón de siete metros será necesario colocar un cilindro hidráulico del brazo y así poder transmitir el movimiento relativo entre los dos componentes. Este cilindro hidráulico tratará de orientar la mano respecto al eslabón grande. Por tanto, será el encargado de imprimir una orientación relativa entre el eslabón i la mano. Este cilindro tendrá la función de orientar la pinza al sitio correcto en cada instante de tiempo para que la máquina en su conjunto pueda cumplir la trayectoria fijada anteriormente en el análisis cinemático.

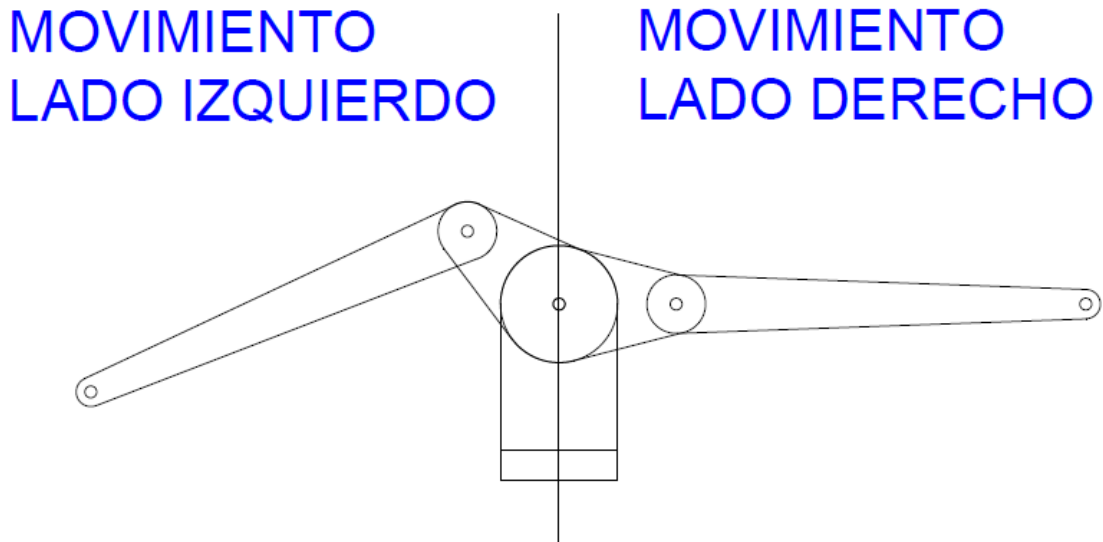
Este cilindro deberá levantar todo el peso que tendrá la mano y todo el peso que vendrá sostenido por este componente que será la carga a trasportar. A esto se le tendrá que añadir también la reacción que soportará la mano por las cargas que soportará el brazo mecánico cuando éste está desarrollando su función. Esta reacción total está calculada en apartados anteriores en el análisis estático del brazo mecánico.

REACCIÓN TOTAL ELEVABLE POR EL CILINDRO HIDRÁULICO = 7,35 kN

Esta reacción es la máxima que se ha calculado que va ser soportada por la mano o la pinza. Por tanto, al coger esta reacción máxima que puede tener el elemento terminal se gana en seguridad de fallo del cilindro hidráulico porque estará preparado para elevar el brazo mecánico de forma adecuada. Además, esta reacción está calculada sobre un coeficiente de seguridad de coeficiente 1,5 y por tanto, la seguridad del brazo mecánico aumenta.

### 4.1. CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO

La carrera del brazo hidráulico, además de la carga que puede elevar el cilindro hidráulico, es un factor determinante en la elección del cilindro hidráulico adecuado para el brazo mecánico. Por tanto, se hará el cálculo de la carrera que debe tener el cilindro hidráulico para facilitar su elección. El movimiento del brazo mecánico se dividirá en dos partes o lados. El movimiento del lado izquierdo será el que se haga en el lado izquierdo a partir del eje vertical que marca la base y el movimiento del lado derecho será el que se haga en el lado derecho a partir del mencionado eje. Esta carrera se calculará para el movimiento de cada lado respecto al eje vertical marcado por la base.



Por tanto, se calculará la carrera del cilindro hidráulico para los movimientos límites del eslabón pequeño en este caso. El cilindro hidráulico irá acoplado en la unión codo del brazo mecánico a una altura de un metro desde el centro del rodamiento de la unión mencionada anteriormente. Este cilindro irá acoplado directamente a la pinza para que en todo momento que se cumpla la trayectoria del brazo mecánico la pinza cumpla que el ángulo entre él y el suelo sea de  $180^\circ$ . Es decir, la pinza o elemento terminal en toda su trayectoria debe cumplir que está en posición horizontal.

A continuación se analizarán las carreras máximas del cilindro hidráulico en ambos lados de movimiento del brazo mecánico.

#### 4.1.1. LADO DE MOVIMIENTO IZQUIERDO

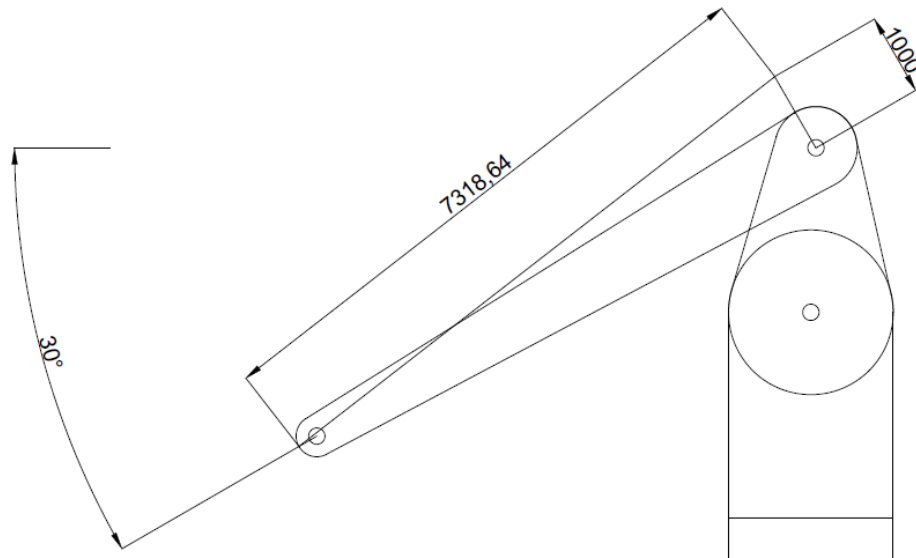
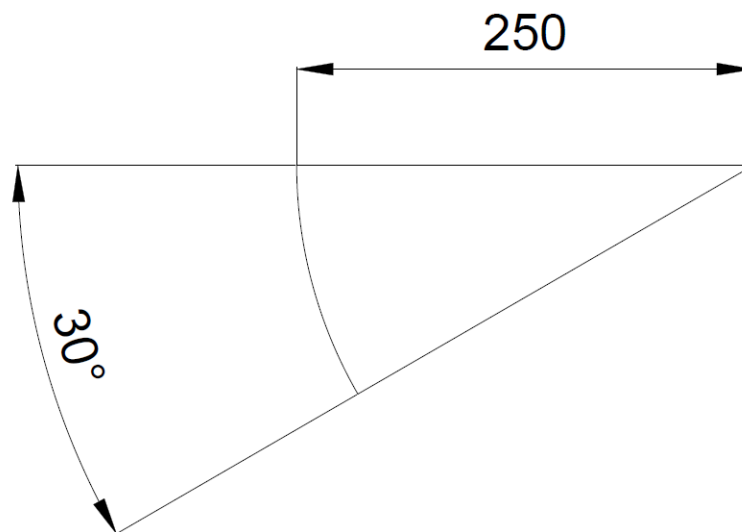


Figura 66: Carrera del cilindro hidráulico de la pinza.

A esta longitud del cilindro hidráulico habrá que añadirle la longitud correspondiente para orientar la pinza horizontalmente. Para ello, habrá que medir la longitud del arco recorrido la semicircunferencia final del eslabón grande de 250 milímetros. También habrá que añadirle los 1000 milímetros de extensión que podrá alcanzar la pinza.



$$\text{Longitud arco} = \pi \times \text{Diametro} \times \frac{\text{Ángulo arco}}{\text{Ángulo circunferencia}}$$

$$\text{Longitud arco} = \pi \times 250 \text{ mm} \times \frac{30^\circ}{360^\circ} = 65,45 \text{ mm}$$

$$\text{Cilindro hidráulico 1} = 7318,64 \text{ mm} + 65,45 \text{ mm} + 1000 \text{ mm} = 8384,09 \text{ mm}$$

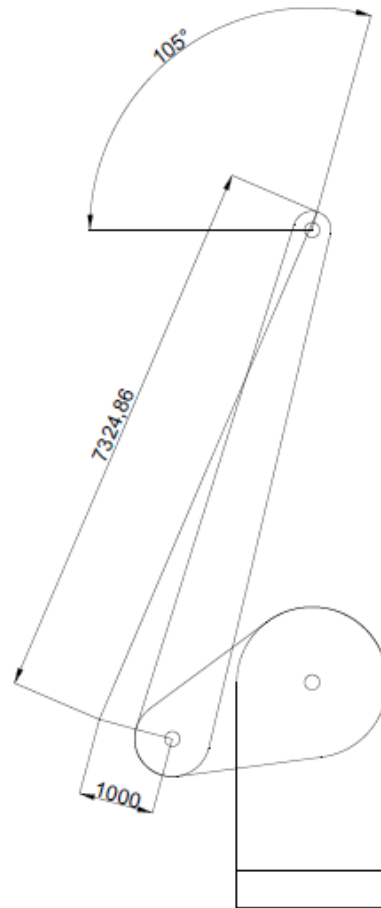
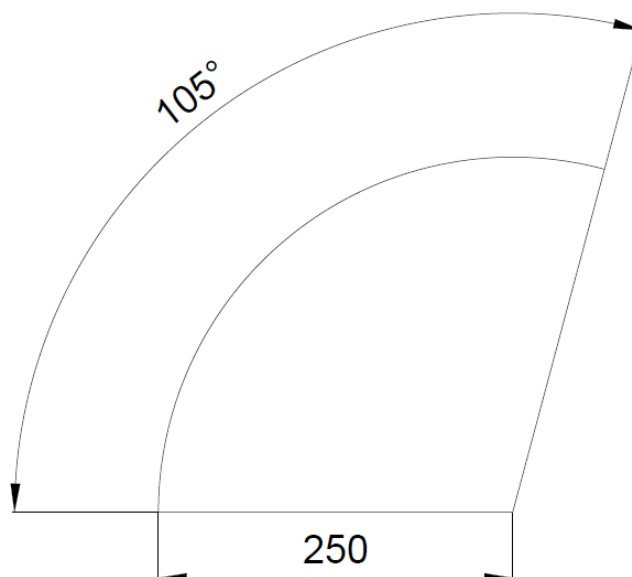


Figura 67: Carrera del cilindro hidráulico de la pinza.

A esta longitud del cilindro hidráulico habrá que añadirle la longitud correspondiente para orientar la pinza horizontalmente. Para ello, habrá que medir la longitud del arco recorrido la semicircunferencia final del eslabón grande de 250 milímetros. También habrá que añadirle los 1000 milímetros de extensión que podrá alcanzar la pinza.



$$\text{Longitud arco} = \pi \times \text{Diametro} \times \frac{\text{Ángulo arco}}{\text{Ángulo circunferencia}}$$

$$\text{Longitud arco} = \pi \times 250 \text{ mm} \times \frac{105^\circ}{360^\circ} = 229,075 \text{ mm}$$

$$\text{Cilindro hidráulico 2} = 7324,86 \text{ mm} + 229,075 \text{ mm} + 1000 \text{ mm} = 8553,935 \text{ mm}$$

$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 8553,935 \text{ mm} - 8384,09 \text{ mm}$$

$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 169,845 \text{ mm}$$

#### 4.1.2. LADO DE MOVIMIENTO DERECHO

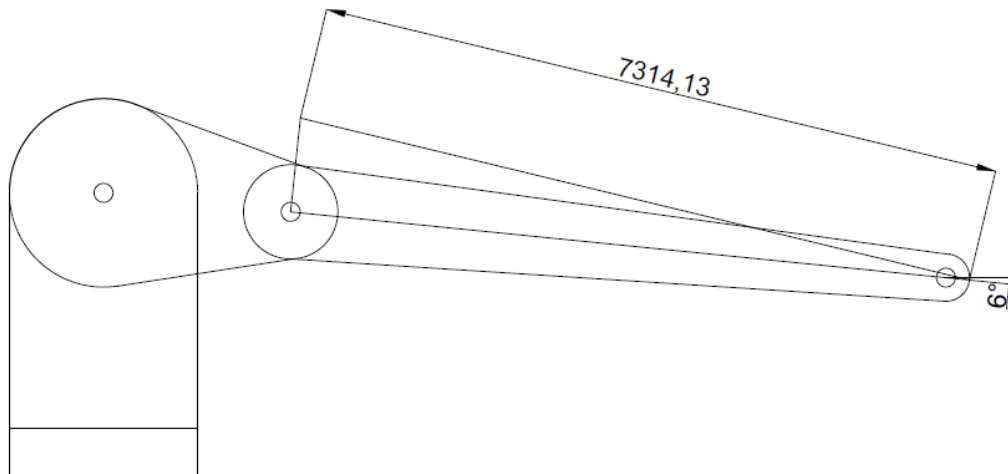
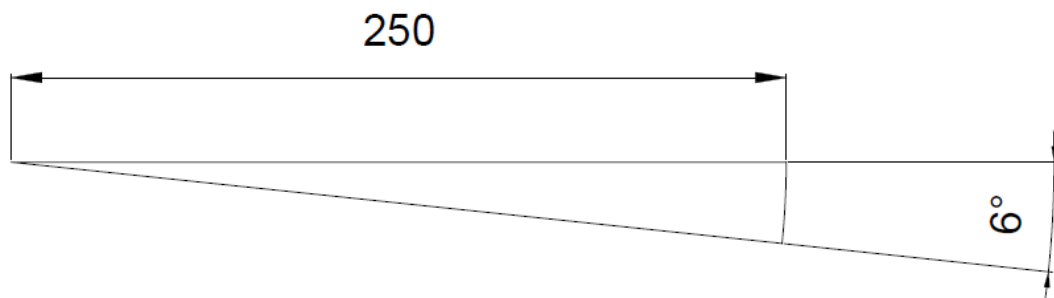


Figura 68: Carrera del cilindro hidráulico de la pinza.

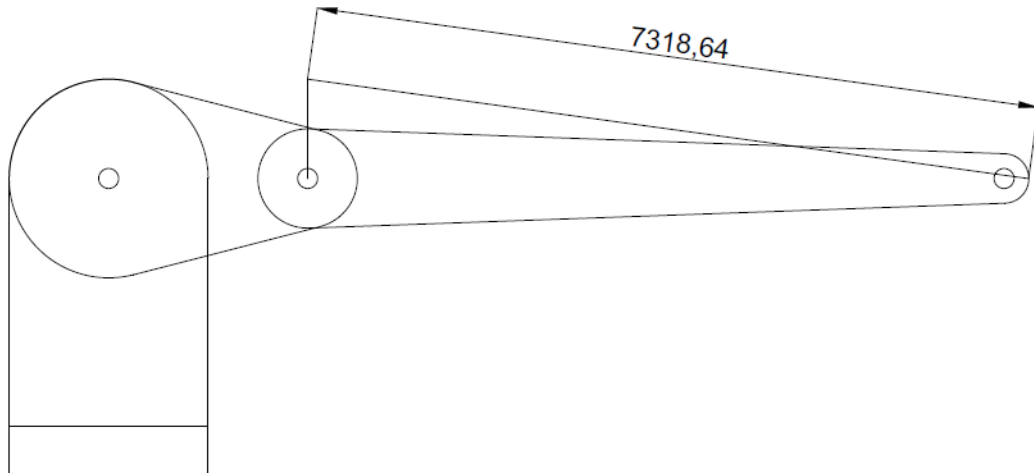
A esta longitud del cilindro hidráulico habrá que añadirle la longitud correspondiente para orientar la pinza horizontalmente. Para ello, habrá que medir la longitud del arco recorrido la semicircunferencia final del eslabón grande de 250 milímetros. También habrá que añadirle los 1000 milímetros de extensión que podrá alcanzar la pinza.



$$\text{Longitud arco} = \pi \times \text{Diametro} \times \frac{\text{Ángulo arco}}{\text{Ángulo circunferencia}}$$

$$\text{Longitud arco} = \pi \times 250 \text{ mm} \times \frac{6^\circ}{360^\circ} = 13,09 \text{ mm}$$

$$\text{Cilindro hidráulico 1} = 7314,13 \text{ mm} + 13,09 \text{ mm} + 1000 \text{ mm} = 8327,22 \text{ mm}$$



A esta longitud del cilindro hidráulico habrá que añadirle la longitud correspondiente para orientar la pinza horizontalmente. Para ello, habrá que medir la longitud del arco recorrido la semicircunferencia final del eslabón grande de 250 milímetros. También habrá que añadirle los 1000 milímetros de extensión que podrá alcanzar la pinza.

$$\text{Longitud arco} = \pi \times \text{Diametro} \times \frac{\text{Ángulo arco}}{\text{Ángulo circunferencia}}$$

$$\text{Longitud arco} = \pi \times 250 \text{ mm} \times \frac{0^\circ}{360^\circ} = 0 \text{ mm}$$

$$\text{Cilindro hidráulico 2} = 7318,64 \text{ mm} + 1000 \text{ mm} = 8318,64 \text{ mm}$$

$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 8327,22 \text{ mm} - 8318,64 \text{ mm}$$

$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 8,58 \text{ mm}$$

## 4.2. ELECCIÓN DE LA CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO

La longitud de la carrera que se elegirá será la que sea mayor de los dos lados de movimiento que se han definido. Por tanto, como la carrera del cilindro hidráulico del lado izquierdo es mayor que el del lado derecho, la carrera final del cilindro hidráulico será de 169,845 milímetros.

## 4.3. ELECCIÓN DEL TIPO DE CILINDRO HIDRÁULICO



Para hacer la elección del cilindro hidráulico se basará en dos resultados calculados anteriormente que serán los siguientes:

- Carga elevable por el cilindro hidráulico
- Carrera del cilindro hidráulico

Según estos dos cálculos se elegirán los cilindros hidráulicos adecuados para transferir el movimiento entre la base y el eslabón pequeño. Para ello, los cilindros hidráulicos que se elegirán serán de la empresa ENERPAC. En ella se encontrarán unas tablas en las que se diferenciarán los tipos de cilindros hidráulicos según los resultados que se han conseguido en los dos apartados antes mencionados. Estos cilindros vendrán completamente montados y por tanto, sólo habrá que colocarlo en el sitio adecuado del brazo mecánico.

A continuación se elegirá el cilindro adecuado del catálogo de cilindros hidráulicos de esta empresa de ENERPAC que vendrá adjunto en el apartado de cálculos y anexos del proyecto. En este catálogo se harán dos elecciones. Para empezar, se elegirá la serie del cilindro hidráulico al que se adecúa este tipo de resultados. Después de elegir la serie, que será una familia de cilindros, se deberá elegir un tipo de cilindro hidráulico de la misma familia o serie de cilindros.

Por tanto, inicialmente se hará la elección de la serie de cilindros hidráulicos y se hará una descripción de cómo serán.

$$REACCIÓN TOTAL ELEVABLE EL CILINDRO HIDRÁULICO = 7,35 \text{ kN}$$

$$CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO = 169,845 \text{ mm}$$

Con estos resultados la serie de cilindros hidráulicos adecuada para este caso será la serie RC. Estos cilindros hidráulicos son cilindros de uso general de simple efecto.

#### **4.3.1. CILINDROS DE DOBLE EFECTO, SERIE RC**

Estos cilindros son los estándares de la industria en cilindros de uso general. Las características de esta serie de cilindros hidráulicos son las siguientes:

- Las roscas del collar y del émbolo, así como los orificios de montaje en la base, facilitan la fijación (en la mayoría de los modelos).
- Diseñados para usarse en todas las posiciones.
- Asas desmontables para la fijación sin obstrucciones (modelos RC-5013, RC-7513 y ambos modelos de 95 toneladas).
- Aleación de acero de alta resistencia para mayor duración.



- Niquelado en casi todos los modelos (para mayores detalles, póngase en contacto con Enerpac).
- Muelles de retorno para trabajos duros.
- Esmaltado al horno para mayor resistencia a la corrosión.
- Rascador que reduce la contaminación y prolonga la vida útil del cilindro.
- Racor CR-400 y guardapolvo incluidos.



Figura 69: Cilindro hidráulico de la pinza RC-57.

- Fuerza máxima elevable de esta serie de cilindros: 95 toneladas → 933 kN
- Carrera del cilindro hidráulico: 16 mm → 362 mm
- Presión máxima: 700 bar

A continuación se elegirá el tipo de cilindro hidráulico en esta serie de cilindros hidráulicos RC. El cilindro adecuado de esta serie será el modelo RC-57. Las características de este modelo serán las siguientes:



- Fuerza del cilindro: 5 toneladas  $\rightarrow$  45 kN
- Carrera: 177 mm
- Área efectiva: 6,5 cm<sup>2</sup>
- Capacidad de aceite: 115 cm<sup>2</sup>
- Altura retraldo: 273 mm
- Peso: 2,4 kg

#### 4.4. COLOCACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO

El cilindro hidráulico ira colocado entre medio de los eslabones del mismo tipo. Es decir, habrá dos eslabones de siete metros, otros dos de dos metros y una base. Por tanto, los eslabones del mismo tipo serán los que tengan la misma longitud y estos irán colocados uno al lado del otro dejando un espacio entre medio vacío. En ese espacio vacío irá colocado el cilindro hidráulico. En el inicio y el final del cilindro hidráulico irán colocadas dos pletinas, las cuales unirán los eslabones de la misma longitud para que se muevan los dos eslabones al mismo tiempo de forma idéntica. Por tanto la fuerza que hará el cilindro hidráulico para poder mover la máquina será la que habrá que hacer para mover los eslabones de la misma longitud. Esa fuerza está calculada anteriormente. En este caso el final del cilindro hidráulico irá acoplado a la pinza o al elemento terminal.

#### 5. CILINDRO HIDRÁULICO EXTENSIBLE EN LA MUÑECA (CILINDRO HIDRÁULICO 4)

Este cilindro hidráulico irá colocado entre la unión muñeca y la pinza del brazo mecánico. Este elemento tendrá la función de extender el alcance del brazo mecánico alargando la pinza o el elemento terminal un metro más de lo que puede alargarse si no tuviese esta aplicación. El cilindro debe ser capaz de colocar la pinza en el sitio adecuado en cada momento de su trayectoria descrita anteriormente en el análisis cinemático.

Este cilindro deberá levantar todo el peso que tendrá la pinza o el elemento terminal. A esto se le tendrá que añadir también la reacción que soportará la pinza, por las cargas que soportará el brazo mecánico cuando éste está desarrollando su función. Esta reacción total está calculada en apartados anteriores en el análisis estático del brazo mecánico.

$$REACCIÓN TOTAL ELEVABLE POR EL CILINDRO HIDRÁULICO = 7.35 \text{ kN}$$

Esta reacción es la máxima que se ha calculado que va ser soportada por la pinza o elemento terminal. Por tanto, al coger esta reacción máxima que puede tener los eslabones se gana en seguridad de fallo del cilindro hidráulico porque estará preparado para elevar el brazo mecánico de forma adecuada. Además, esta reacción está calculada sobre un coeficiente de seguridad de coeficiente 1,5 y por tanto, la seguridad del brazo mecánico aumenta.

## 5.1. CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO

La longitud de la carrera que tendrá este cilindro hidráulico como se ha comentado antes será de un metro. Esta carrera definida sin hacerse ningún cálculo tiene el objetivo de introducir la pinza del brazo mecánico sin causar ningún daño en la estructura de las estanterías. Por eso la extensión de la pinza será de un metro.

## 5.2. ELECCIÓN DEL TIPO DE CILINDRO HIDRÁULICO

Para hacer la elección del cilindro hidráulico se basará en dos resultados calculados anteriormente que serán los siguientes:

- Carga elevable por el cilindro hidráulico
- Carrera del cilindro hidráulico

Según estos dos cálculos se elegirán los cilindros hidráulicos adecuados para transferir el movimiento entre la base y el eslabón pequeño. Para ello, los cilindros hidráulicos que se elegirán serán de la empresa ENERPAC. En ella se encontrarán unas tablas en las que se diferenciarán los tipos de cilindros hidráulicos según los resultados que se han conseguido en los dos apartados antes mencionados. Estos cilindros vendrán completamente montados y por tanto, sólo habrá que colocarlo en el sitio adecuado del brazo mecánico.

A continuación se elegirá el cilindro adecuado del catálogo de cilindros hidráulicos de esta empresa de ENERPAC que vendrá adjunto en el apartado de cálculos y anexos del proyecto. En este catálogo se harán dos elecciones. Para empezar, se elegirá la serie del cilindro hidráulico al que se adecúa este tipo de resultados. Después de elegir la serie, que será una familia de cilindros, se deberá elegir un tipo de cilindro hidráulico de la misma familia o serie de cilindros.

Por tanto, inicialmente se hará la elección de la serie de cilindros hidráulicos y se hará una descripción de cómo serán.

$$REACCIÓN\ TOTAL\ ELEVABLE\ EL\ CILINDRO\ HIDRÁULICO = 7,35\ kN$$

$$CARRERA\ DEL\ CILINDRO\ HIDRÁULICO = 1000\ mm$$

Con estos resultados la serie de cilindros hidráulicos adecuada para este caso será la serie RC. Estos cilindros hidráulicos son cilindros de uso general de simple efecto.

### 5.2.1. CILINDROS DE DOBLE EFECTO, SERIE RR

Estos cilindros son los más versátiles. Son suficientemente resistentes para utilizarse en las aplicaciones más rigurosas y diseñadas con precisión para los usos industriales de ciclos frecuentes. Las características de esta serie de cilindros hidráulicos son las siguientes:

- Las roscas del collarín y del émbolo, así como los orificios de montaje en la base, facilitan la fijación (en la mayoría de los modelos).
- Acabado de esmaltado al horno para mayor resistencia a la corrosión.
- Silletas templadas desmontables protegen el vástago durante el funcionamiento.
- Válvula de seguridad incorporada previene la sobrepresión accidental.
- Racores CR-400 y guardapolvos incluidos.
- Rascador que reduce la contaminación y prolonga la vida útil del cilindro.



Figura 70: Cilindro hidráulico extensible RR-20048.

- Fuerza máxima elevable de esta serie de cilindros: 520 toneladas → 5114 kN
- Carrera del cilindro hidráulico: 57 mm → 1219 mm
- Presión máxima: 700 bar

A continuación se elegirá el tipo de cilindro hidráulico en esta serie de cilindros hidráulicos RR. El cilindro adecuado de esta serie será el modelo RR-20048. Las características de este modelo serán las siguientes:



- Fuerza del cilindro: 200 toneladas → 1995 kN
- Carrera: 1219 mm
- Área efectiva:
  - Tracción: 145.3 cm<sup>2</sup>
  - Empuje: 285 cm<sup>2</sup>
- Capacidad de aceite:
  - Tracción: 17712 cm<sup>2</sup>
  - Empuje: 34741 cm<sup>2</sup>
- Altura retraldo: 1527 mm

### 5.3. COLOCACIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO

El cilindro hidráulico ira colocado entre medio de la unión de la muñeca y la pinza o elemento terminal dela brazo mecánico. Este cilindro será el cilindro extensible del brazo mecánico.

## RODAMIENTOS

Toda la línea de rodamientos que se pueden encontrar hoy en día son los siguientes: A bolas, rígidos, a rodillos, rodillos cónicos, con manguitos, a agujas, tipo Torrington, tensores, crapodinas.

### 1. CARACTERÍSTICAS Y CLASIFICACIÓN

De acuerdo al tipo de contacto que exista entre las piezas el rodamiento puede ser deslizante o lineal y rotativo. El elemento rotativo que puede emplearse en la fabricación pueden ser bolas, rodillos o agujas.

Los rodamientos de movimiento rotativo, según el sentido de esfuerzo que soporta, los axiales, radiales y axiales-radiales. Por un lado, un rodamiento radial es el que soporta esfuerzos radiales, que son esfuerzos de dirección normal a la dirección que pasa por el centro de su eje, como por ejemplo una rueda. Por otro lado, un rodamiento axial es el que soporta esfuerzos en la dirección de su eje. Si se combinan ambos esfuerzos a la vez, será un rodamiento axial-radial y estos serán los que pueden soportar en los dos ejes, de forma alternativa o combinada.

### 2. CRITERIO DE SELECCIÓN

Estos son los factores influyentes en la elección de los rodamientos adecuados para el brazo mecánico:



- Espacio disponible: Al menos una de las dimensiones principales del rodamiento viene determinada por las características del diseño de la máquina a la que va destinado. Para una dimensión determinada fija existen distintos tipos de rodamientos posibles. La elección de un tipo u otro para unas dimensiones dadas depende entonces de otros factores, como la capacidad de carga, velocidad de funcionamiento,....
- Cargas: El factor decisivo para la elección del rodamiento es la magnitud de la carga. En general, para unas mismas dimensiones principales, los rodamientos de rodillos pueden soportar mayores cargas que los rodamientos de bolas.
- Desalineación: Las desalineaciones angulares entre el eje y el soporte pueden producirse, por ejemplo, por flexión del eje bajo la carga de funcionamiento, cuando los asientos del rodamiento en el soporte no han sido mecanizados en una sola operación o cuando los ejes están soportados por rodamientos montados en soportes separados y a gran distancia entre sí.
- Velocidad: La velocidad a la que puede funcionar un rodamiento está limitada por la temperatura máxima permisible de funcionamiento. Los tipos de bajo rozamiento dan lugar a una generación interna de calor escasa en el propio rodamiento y, por consiguiente, son los más adecuados para funcionar a altas velocidades.
- Funcionamiento silencioso: En ciertas aplicaciones el ruido producido por el motor al funcionar constituye un factor importante y puede influir en la elección del rodamiento.
- Rigidez: La rigidez de un rodamiento se caracteriza por la magnitud de la deformación elástica del rodamiento cargado. En la mayoría de los casos esta deformación es muy pequeña y se desprecia, en otros casos como en husillos de máquinas herramienta la rigidez es un factor a tener muy en cuenta.
- Desplazamiento axial: Un eje u otro elemento va montado normalmente sobre un rodamiento fijo y uno libre. Los rodamientos fijos proporcionan al elemento de la máquina un enclavamiento axial en ambos sentidos. Los rodamientos libres deberán permitir los desplazamientos axiales para que no sufran esfuerzos adicionales, como resultado por ejemplo de la dilatación térmica del eje.
- Vida: La vida de un rodamiento se define como el número de revoluciones que el rodamiento puede dar antes de que se manifieste el primer signo de fatiga en uno de sus aros o de sus elementos rodantes.

### 3. TIPOS DE COJINETES

Cada tipo de cojinete muestra propiedades características, que dependen de su diseño y que lo hace más o menos apropiado para una aplicación dada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales moderadas así como cargas axiales pequeñas. Tienen baja fricción y pueden ser producidos con gran precisión. Por lo tanto, son preferidos para motores eléctricos de medio y pequeño



tamaño. Los rodamientos de rodillos esféricos pueden soportar cargas radiales muy pesadas y son oscilantes, lo que les permite asumir flexiones del eje, y pequeñas desalineaciones entre dos rodamientos, que soportan un mismo eje. Estas propiedades los hacen muy populares para aplicaciones por ejemplo en ingeniería pesada, donde las cargas son fuertes, así como las deformaciones producidas por las cargas, en máquinas grandes es también habitual cierta desalineación entre apoyos de los rodamientos.

#### 4. RODAMIENTOS APROPIADOS PARA EL BRAZO MECÁNICO

Como se ha visto en el análisis mediante el programa Marc Mentat 2012, al analizar el brazo en un sistema de coordenadas cilíndricas (eje radial, eje tangencial y eje axial), se indica como los rodamientos deben soportar esfuerzos en el eje radial. Por tanto, se necesitará un rodamiento capaz de soportar estos esfuerzos axiales y radiales antes indicados.

Después de elegir el tipo de mecanismo se centrará en elegir el rodamiento adecuado en ese tipo de familia de rodamientos que se ha elegido. Esta elección se hará observando los esfuerzos que será capaz de soportar el rodamiento. Por tanto, se tendrán en cuenta todos los esfuerzos que se hayan calculado mediante el programa Marc Mentat 2012, donde se halle el mecanismo, y así poder comprobar con los esfuerzos máximos que puede soportar cada rodamiento. Al elegir el rodamiento adecuado para el brazo mecánico, se observará el diámetro por el que estará compuesto y la vida que tendrá el rodamiento a fatiga. Estos cuatro tipos de rodamientos siguientes serán los adecuados para la máquina.

##### 4.1. TIPOS DE RODAMIENTOS

###### 4.1.1. RODAMIENTOS DE AGUJAS

Estos rodamientos se llaman así por tener como elementos rodantes unos cilindros muy largos con respecto a su diámetro, denominados agujas. En general, tienen las mismas aplicaciones que los rodamientos radiales de rodillos cilíndricos normales, es decir, grandes cargas radiales; siendo adecuados para montajes con reducido espacio y gran precisión en el centrado. Se fabrican rodamientos con doble hilera de agujas, resultando apropiados para operar con grandes cargas o donde se requiere una gran superficie de apoyo. También se construyen rodamientos radiales de agujas sin aro interior. En este caso, las agujas deben rodar directamente sobre el eje debidamente rectificadas y cementadas. Este tipo de rodamiento precisa un espacio radial mucho más reducido que los rodamientos de agujas con aro interior; además, como no influye la precisión del aro interior, se obtiene una alta precisión de rodaje.

Otro tipo de rodamientos de agujas más simplificados son los rodamientos radiales formados únicamente por una jaula de agujas. Estos rodamientos no disponen de los aros interior y exterior, por lo que las agujas deben rodar directamente sobre el mismo eje debidamente cementado y sobre el alojamiento del soporte.



Figura 71: Rodamiento de agujas.

#### 4.1.2. RODAMIENTOS DE BOLAS A RÓTULA

Este tipo de rodamientos dispone de dos hileras de bolas. La pista de rodadura del anillo exterior forma una superficie esférica común para las dos hileras de bolas, y su centro es coincidente con el del rodamiento; por su parte, el anillo interior tiene dos pistas de rodadura, una para cada hilera de bolas. De esta forma, el anillo interior junto con las bolas de acero y la jaula porta bolas pueden oscilar sobre el anillo exterior, adaptándose automáticamente a un posible desalineamiento que pudiera presentar el árbol. Según lo anterior, este tipo de rodamientos se utiliza cuando se prevén flexiones o desalineaciones del árbol con respecto al alojamiento del soporte. La capacidad de carga axial es limitada, en consecuencia, no son apropiados para aplicaciones con cargas axiales elevadas.



Figura 72: Rodamiento de bolas a rotula.

#### 4.1.3. RODAMIENTOS DE RODILLOS ESFÉRICOS

Estos rodamientos son excelentes para cargas radiales fuertes y empuje moderado. Su característica de auto alineamiento interno es útil en muchas aplicaciones, pero no se debe abusar de ello. Los elementos esféricos tienen la ventaja de ampliar su área de contacto a medida que la carga aumenta.





Figura 73: Rodamiento de rodillos esféricos.

#### 4.1.4. RODAMIENTOS DE RODILLOS CILINDRICOS

Estos rodamientos son desmontables, lo cual, facilita el montaje y desmontaje en su alojamiento. Dado que los rodillos hacen contacto lineal con las pistas de rodadura, pueden soportar grandes cargas radiales, siendo baja a su capacidad de carga axial. Los rodillos pueden ser guiados por los rebordes del anillo exterior o del anillo interior. Existen rodamientos de rodillos cilíndricos con rebordes en los dos anillos, por lo que pueden ser cargados con cargas radiales y axiales combinadas. También se construyen rodamientos de rodillos cilíndricos con doble hilera de rodillos.



Figura 74: Rodamiento de rodillos cilíndricos.

#### 4.2. RODAMIENTOS EN LAS UNIONES

El brazo mecánico estará compuesto por tres rodamientos. Estos tres rodamientos sufrirán principalmente esfuerzos radiales. Por lo tanto, se hará la elección del tipo de rodamiento adecuado para todas las uniones del brazo mecánico.

El tipo de rodamiento adecuado para el brazo mecánico será el de rodillos cilíndricos porque estos rodamientos son desmontables, lo cual, facilita el montaje y desmontaje en su alojamiento. Además, pueden soportar grandes cargas radiales y eso es lo que interesa desde un primer principio. Por tanto, este tipo de rodamiento es el más adecuado. Hecha la elección del tipo de rodamiento a utilizar se designará el tipo de rodamiento que se utilizara dentro de la familia de los rodillos cilíndricos.

### 4.3. ELECCIÓN DEL TIPO DE RODAMIENTO PARA EL BRAZO MECÁNICO

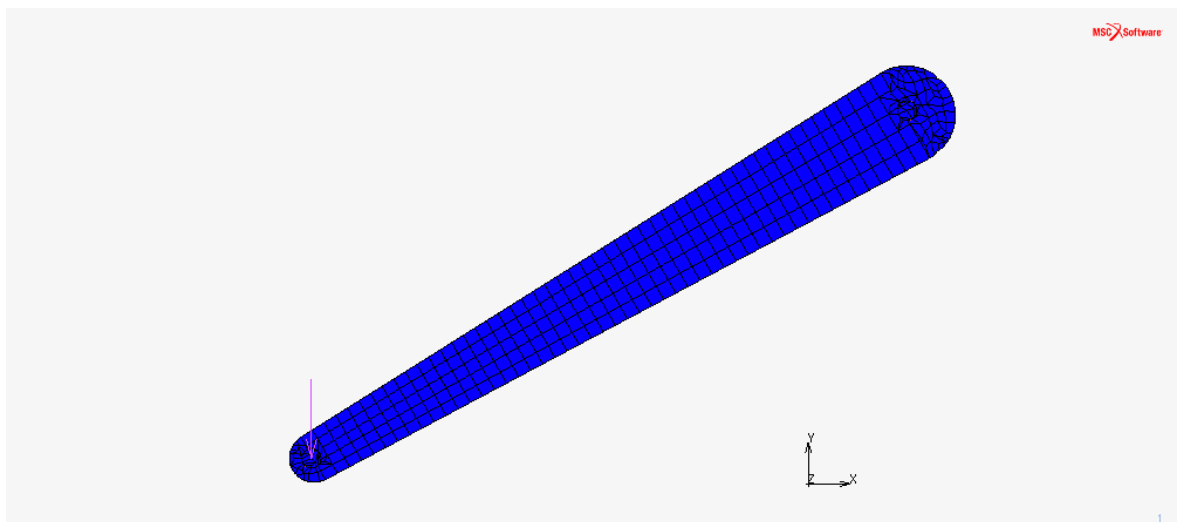
El tipo de rodamiento que se usará en el brazo mecánico será la familia de rodamientos de rodillos cilíndricos. Estos rodamientos son los adecuados para la máquina porque pueden soportar grandes cargas radiales, siendo baja a su capacidad de carga axial. Como el brazo soporta cargas radiales importantes y apenas sufre cargas axiales este es el tipo de rodamiento adecuado. Además, este tipo de rodamiento es desmontable y puede ser montado o desmontado en su propio alojamiento. Esta es una gran ventaja porque así a la hora de revisar los rodamientos no hay que desmontar parte del brazo sino que se puede desmontar solamente el rodamiento.

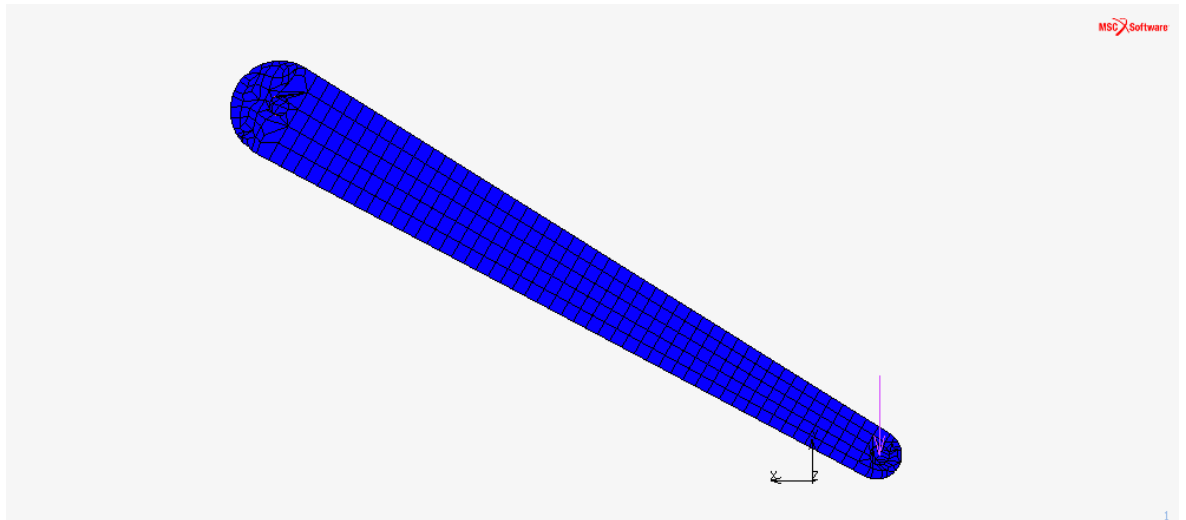
Estos rodamientos se conseguirán de la empresa SKF. Esta empresa es el mayor fabricante de rodamientos y retenes del mundo. SKF dispone de extensas gamas de productos para prácticamente todas las aplicaciones. Estos rodamientos se elegirán de las tablas que ofrece la empresa SKF según los esfuerzos estáticos que deberán aguantar cada uno de ellos.

### 4.4. RODAMIENTOS EN LAS UNIONES

A continuación se hará la elección de los rodamientos que irán acopladas en las uniones del brazo mecánico y se describirán detalladamente las características de cada rodamiento.

#### 4.4.1. RODAMIENTO EN LA UNIÓN DE LA MUÑECA





La carga que deberá aguantar el rodamiento que estará colocado en la unión de la mano entre el eslabón grande y el elemento terminal será el del peso máximo que podrá ser transportado mediante la máquina. Esta carga ira mayorada mediante un coeficiente de seguridad acorde con la seguridad de que no haya ningún fallo y la máquina pueda realizar su labor adecuadamente. Este peso máximo que debe aguantar el brazo mecánico vendrá señalado como una condición de diseño.

$$\text{CARGA MÁXIMA TRANSPORTABLE} = 500 \text{ kg} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 4900 \text{ N}$$

$$\text{COEFICIENTE DE SEGURIDAD} = 1.5$$

$$\text{CARGA MÁXIMA MAYORADA} = 4900 \text{ N} \times 1.5 = 7350 \text{ N} = 7.35 \text{ kN}$$

#### 4.4.1.1. RODAMIENTO NJ 202 ECP

Dimensiones principales			Capacidades de carga dinámica / estática		Carga límite de fatiga	Velocidades / Velocidad de referencialímite	Masa	Designación	Aro angular Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	rpm	kg	* - Rodamiento SKF Explorer	-
mm			kN		kN				
15	35	11	12,5	10,2	1,22	22000	0,049	NJ 202 ECP	-

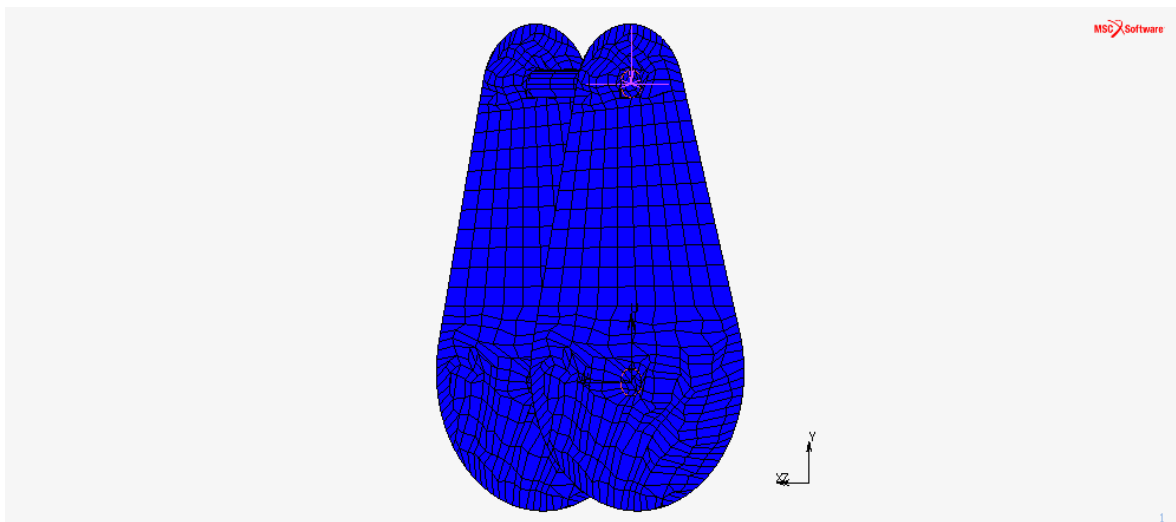
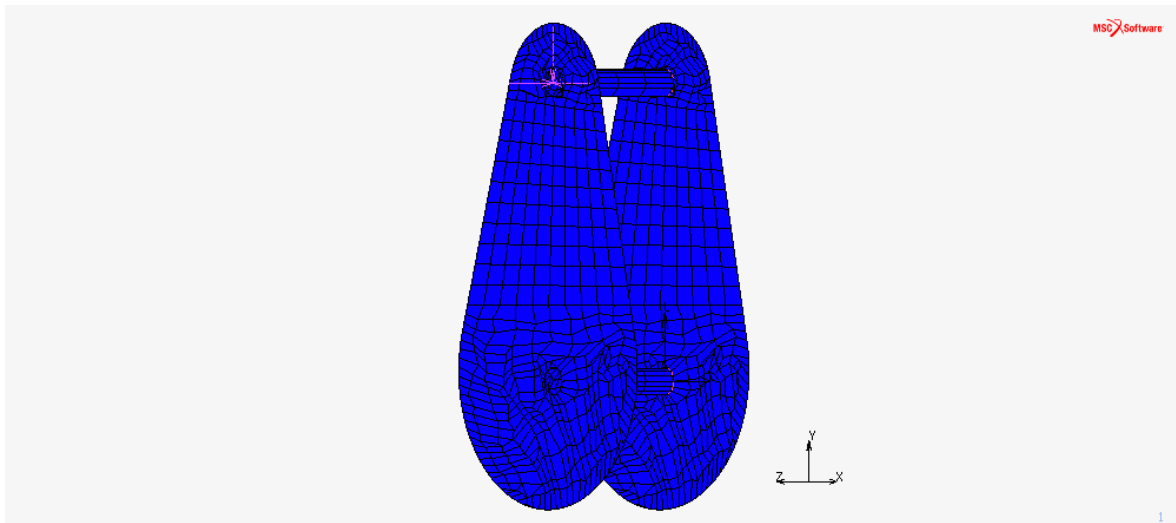
  

Principal dimensions			Basic load ratings dynamic / static		Designation	Angle ring Designation
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	* SKF Explorer bearing	-
mm			kN			
15	35	11	12,5	10,2	NJ 202 ECP	-

Figura 75: Rodamiento NJ 202 ECP.

#### 4.4.2. RODAMIENTO EN LA UNIÓN DEL CODO



##### 4.4.2.1. ESLABÓN DERECHO

Reacción total en el eje x = 413 N = 0.413 kN

Reacción total en el eje y = 23085 N = 23.085 kN

Reacción total en el eje z = 665.244 N = 0.665 kN

Reacción total =  $\sqrt{(0.413 \text{ kN})^2 + (23.085 \text{ kN})^2 + (0.665 \text{ kN})^2}$

**Reacción total = 23.1 kN**

##### 4.4.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO

Reacción total en el eje x = 413 N = 0.413 kN

Reacción total en el eje y = 23085 N = 23.085 kN

Reacción total en el eje z =  $-664.917 \text{ N} = -0.665 \text{ kN}$

$$\text{Reacción total} = \sqrt{(0.413 \text{ kN})^2 + (23.085 \text{ kN})^2 + (0.665 \text{ kN})^2}$$

**Reacción total = 23.1 kN**

**REACCIÓN TOTAL SOPORTABLE POR EL RODAMIENTO = 23.1 kN + 23.1 kN = 46.2 kN**

#### 4.4.2.3. RODAMIENTO NJ 306 ECJ

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa	Designación	Aro angular Designación
d	D	B	C	$C_0$		Velocidad de referencial	Velocidad límite			
mm	mm	mm	kN	kN	kN	rpm	rpm	kg	* - Rodamiento SKF Explorer	-
30	72	19	58,5	48	6,2	11000	12000	0,41	NJ 306 ECJ *	HJ 306 EC

Principal dimensions			Basic load ratings		Designation	Angle ring Designation
d	D	B	C	$C_0$		
mm	mm	mm	kN	kN	* SKF Explorer bearing	-
30	72	19	58,5	48	NJ 306 ECJ *	HJ 306 EC

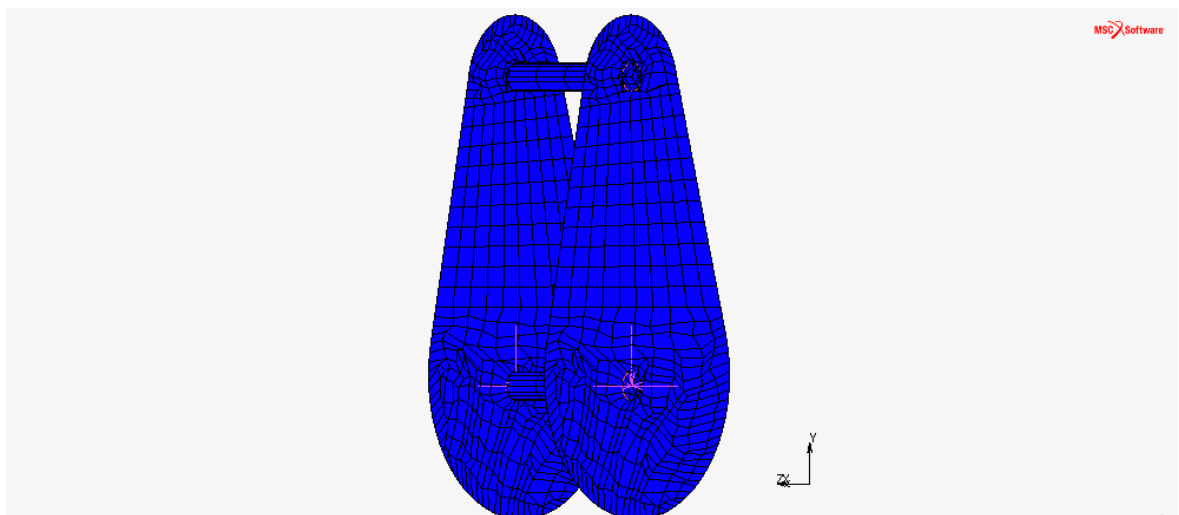
  

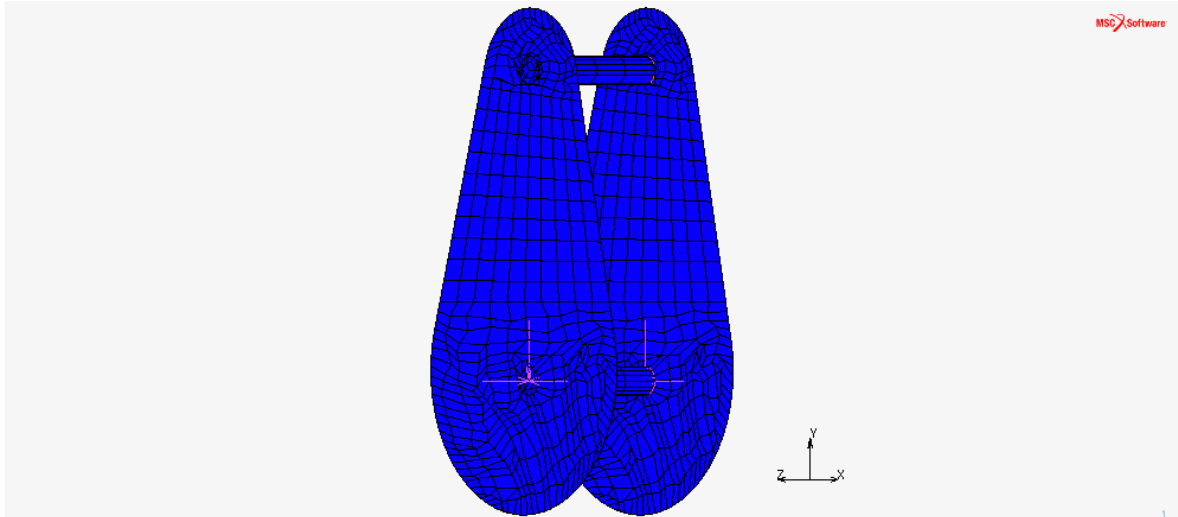
Calculation factors:  
 $k_f$  0,15  
 $e$  0,2  
 $Y$  0,6

HJ 306 EC  
 Mass kg 0,042

Figura 76: Rodamiento NJ 306 ECJ.

#### 4.4.3. RODAMIENTO EN LA UNIÓN DEL HOMBRO





#### 4.4.3.1. ESLABÓN DERECHO

Reacción total en el eje x = 412.95 N = -0.413 kN

Reacción total en el eje y = 35122.133 N = -35.12 kN

Reacción total en el eje z = 788.781 N = 0.789 kN

$$\begin{aligned} \text{Reacción total} &= \\ &= \sqrt{(-0.413 \text{ kN})^2 + (-35.12 \text{ kN})^2 + (0.789 \text{ kN})^2} \end{aligned}$$

**Reacción total = 35.13 kN**

#### 4.4.3.2. ESLABÓN IZQUIERDO

Reacción total en el eje x = 413.12 N = -0.413 kN

Reacción total en el eje y = 35123.5 N = -35.12 kN

Reacción total en el eje z = 789.11 N = -0.789 kN

$$\text{Reacción total} = \sqrt{(-0.413 \text{ kN})^2 + (-35.12 \text{ kN})^2 + (-0.789 \text{ kN})^2}$$

**Reacción total = 35.13 kN**

**REACCIÓN TOTAL SOPORTABLE POR EL RODAMIENTO**  
**= 35.13 kN + 35.13 kN = 70.26 kN**

#### 4.4.3.3. RODAMIENTO NJ 2208 ECJ

Dimensiones principales			Capacidades de carga dinámica    estática		Carga límite de fatiga	Velocidades Velocidad    Velocidad de referencialímite	Masa	Designación	Aro angular Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>			* - Rodamiento SKF Explorer	
mm			kN		kN	rpm	kg	-	-

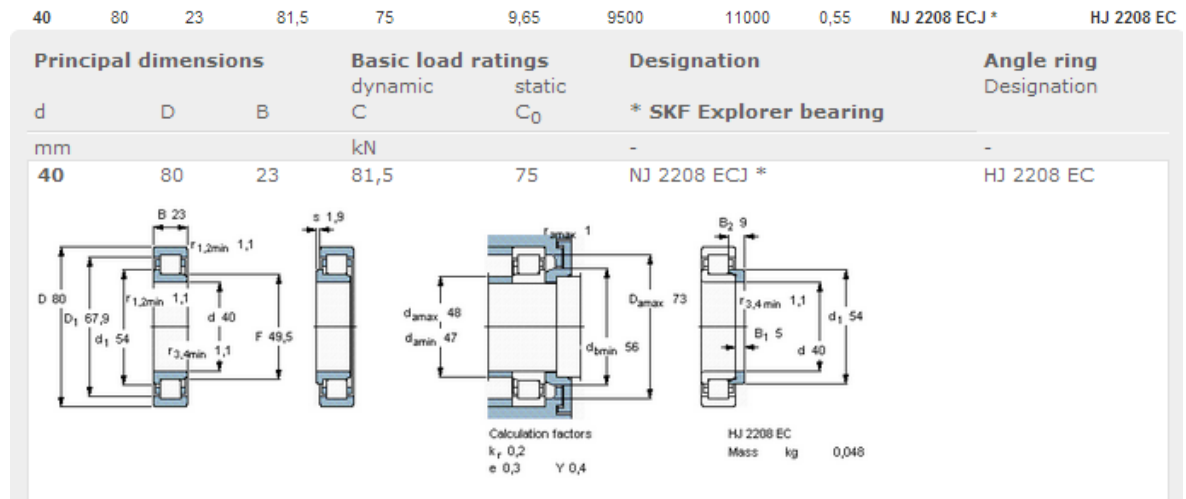


Figura 77: Rodamiento NJ 2208 ECJ.

	Unión muñeca	Unión codo	Unión hombro
Esfuerzo soportable	7.35 kN	46.2 kN	70.26 kN
Esfuerzos soportables por el rodamiento	Radial	Radial	Radial
Tipo de rodamiento	Rodamientos de rodillos cilíndricos	Rodamientos de rodillos cilíndricos	Rodamientos de rodillos cilíndricos
Designación del rodamiento	NJ 202 ECP	NJ 306 ECJ	NJ 2208 ECJ

Tabla 10: Tabla de los rodamientos.

## 4.5. REACCIONES SOPORTADAS POR LOS RODAMIENTOS

### 4.5.1. REACCIONES DEL RODAMIENTO DE UNIÓN DE LA MUÑECA

#### 4.5.1.1. REACCIONES RADIALES

##### 4.5.1.1.1. ESLABÓN DERECHO



$$REACCIÓN TOTAL RADIAL = -2516,213 N = -2,516 kN$$

#### 4.5.1.1.2. ESLABÓN IZQUIERDO

$$REACCIÓN TOTAL RADIAL = -2525,031 N = -2,525 kN$$

### 4.5.1.2. REACCIONES AXIALES

#### 4.5.1.2.1. ESLABÓN DERECHO

$$REACCIÓN TOTAL AXIAL = -11,9716 N$$

#### 4.5.1.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO

$$\begin{aligned} REACCIÓN TOTAL AXIAL \\ &= 28,7096 N - 28,6453 N - 12,0359 N \\ &= -11,9716 N \end{aligned}$$

### 4.5.2. REACCIONES DEL RODAMIENTO DE UNIÓN DEL CODO

#### 4.5.2.1. REACCIONES RADIALES

##### 4.5.2.1.1. ESLABÓN DERECHO

$$\begin{aligned} REACCIÓN TOTAL RADIAL \\ &= 12048,3 N + 18532,3 N + 4521,05 N \\ &= 35101,65 N = 35,1 kN \end{aligned}$$

##### 4.5.2.1.2. ESLABÓN IZQUIERDO

$$\begin{aligned} REACCIÓN TOTAL RADIAL \\ &= 12048,3 N + 18532,3 N + 4521,08 N \\ &= 35101,68 N = 35,1 kN \end{aligned}$$

#### 4.5.2.2. REACCIONES AXIALES

##### 4.5.2.2.1. ESLABÓN DERECHO

$$\begin{aligned} REACCIÓN TOTAL AXIAL \\ &= 712,357 N + 830,558 N - 2192,69 N \\ &= -649,775 N = -0,65 kN \end{aligned}$$

##### 4.5.2.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO

$$\begin{aligned} REACCIÓN TOTAL AXIAL \\ &= -712,248 N - 830,444 N + 2192,8 N \\ &= 650,108 N = 0,65 kN \end{aligned}$$



### 4.5.3. REACCIONES DEL RODAMIENTO DE UNIÓN DEL HOMBRO

#### 4.5.3.1. REACCIONES RADIALES

##### 4.5.3.1.1. ESLABÓN DERECHO

$$\begin{aligned}
 \text{REACCIÓN TOTAL RADIAL} \\
 &= 32693,7 \text{ N} - 19024,4 \text{ N} - 30742,4 \text{ N} \\
 &= -17073,1 \text{ N} = -17,07 \text{ kN}
 \end{aligned}$$

##### 4.5.3.1.2. ESLABÓN IZQUIERDO

$$\begin{aligned}
 \text{REACCIÓN TOTAL RADIAL} \\
 &= 32693,1 \text{ N} - 30742,1 \text{ N} - 19023,9 \text{ N} \\
 &= -17072,9 \text{ N} = -17,07 \text{ kN}
 \end{aligned}$$

#### 4.5.3.2. REACCIONES AXIALES

##### 4.5.3.2.1. ESLABÓN DERECHO

$$\begin{aligned}
 \text{REACCIÓN TOTAL AXIAL} \\
 &= -2722,24 \text{ N} + 231,386 \text{ N} + 1443,04 \text{ N} \\
 &= -1047,814 \text{ N} = -1,05 \text{ kN}
 \end{aligned}$$

##### 4.5.3.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO

$$\begin{aligned}
 \text{REACCIÓN TOTAL AXIAL} \\
 &= -712,248 \text{ N} - 830,444 \text{ N} + 2192,8 \text{ N} \\
 &= 650,108 \text{ N} = 0,65 \text{ kN}
 \end{aligned}$$

### 4.6. LUBRICACIÓN

Para que los rodamientos funcionen correctamente se debe tener en cuenta el uso de un sistema de engrase que tenga la función de engrasar o lubricar correctamente para así poder desempeñar su función sin ningún problema y sin que gripe o colapse el brazo mecánico.

La grasa es el lubricante más frecuentemente utilizado en rodamientos.

#### 4.6.1. FUNCIÓN

Los lubricantes (grasas) están destinados a cumplir las funciones siguientes:

- Separar las superficies en contacto de un rodamiento:
  - Eliminar el desgaste
  - Reducirla fricción
- Proteger el rodamiento:



- De la corrosión
- De impurezas externas

#### 4.6.2. DEFINICIÓN DE GRASA

La grasa es un aceite "Espesado" y no es un aceite espeso o sólido (cera). Las grasas lubricantes son productos semisólidos de apariencia pastosa, compuestas por un aceite mineral o sintético que se utiliza como base, un espesante y determinados aditivos. El espesante, fibras de jabón, actúa como contenedor del aceite lubricante, como si fuera una esponja empapada en agua. Cuando se aprieta una esponja mojada, cae agua; la esponja "sangra". El aceite también puede sangrarse de una grasa, por ejemplo, si aumentara la temperatura de las piezas donde va montado el rodamiento.

#### 4.6.3. LUBRICACIÓN DE LOS RODAMIENTOS

Lubricar correctamente es dar más vida al rodamiento. Del 80 al 90% de los rodamientos se lubrican con grasa. La selección del lubricante apropiado depende principalmente de las condiciones de operación, como la temperatura de trabajo, velocidad de rotación y medio ambiente. La contaminación es la razón del 14% de fallas prematuras en rodamientos. La lubricación incorrecta es la razón del 36 % de fallas prematuras en rodamientos. Cuando éstos fallan debido a que la grasa no funciona correctamente, es necesario analizarlo siguiente:

- Propiedades de la grasa.
- Cantidad aplicada.
- Condiciones de operación

#### 4.6.4. TIPO DE LUBRICANTE UTILIZADO EN EL ENGRASE DE LOS RODAMIENTOS

El lubricante que se usará para engrasar los rodamientos del brazo mecánico será la grasa automotriz VKG 1L / 0.5 de la empresa SKF. Las principales propiedades de este lubricante serán las siguientes:

- Rango de temperatura: La grasa VKG1L/0.5 es apta para operar con temperaturas entre 30 °C y 140 °C, soportando hasta 220 °C en intervalos cortos de funcionamiento.
- Viscosidad: A mayor temperatura, menor viscosidad y viceversa. Un valor mínimo de viscosidad es necesario para garantizarla lubricación. El espesor de la película lubricante depende de la temperatura de trabajo del rodamiento, la velocidad de giro y de la carga sobre el rodamiento. Dada la exigencia de la aplicación VKG 1L cuenta con la viscosidad adecuada para cumplir esta condición.



- Consistencia: Si la consistencia es demasiado baja, existe fuga de grasa en funcionamiento, y si es demasiado alta, los elementos rodantes patinan sobre los caminos de rodadura. La grasa VKG 1L cuenta con la consistencia adecuada para cumplir con las altas exigencias a que está sometida.

- Buena resistencia al agua y a la corrosión.

En los resultados de los rodamientos calculados a fatiga en los siguientes apartados se puede observar la advertencia de que debe ser considerado un lubricante con aditivos EP para el trabajo adecuado de los mismos.

#### Advertencia

Relación de viscosidad  $\kappa = 0,06$  es menos de 0.4 - un lubricante con aditivos EP debe ser considerado.

Por tanto, este lubricante también lleva consigo los aditivos EP. Los aditivos EP (extrema presión) sirven para mejorar la resistencia de la película de aceite y evitar, por ejemplo, que se rompa al golpear en las condiciones difíciles de los caminos (baches, pozos).

### 4.6.5. CÁLCULOS A FATIGA

En general, los datos que se necesitan para calcular la fatiga de los rodamientos son los de viscosidad del lubricante que engrasa los rodamientos y las reacciones radiales y axiales. Todos estos cálculos se han hecho en los apartados anteriores. Por tanto, se harán los cálculos a fatiga de los tres rodamientos por los que estará compuesto el brazo mecánico.

#### 4.6.5.1. RODAMIENTO COLOCADO EN LA UNIÓN DE LA MUÑECA DEL BRAZO MECÁNICO

Los parámetros de entrada del rodamiento para calcular las horas de funcionamiento que tendrá el rodamiento serán los siguientes:



## Los parámetros de entrada

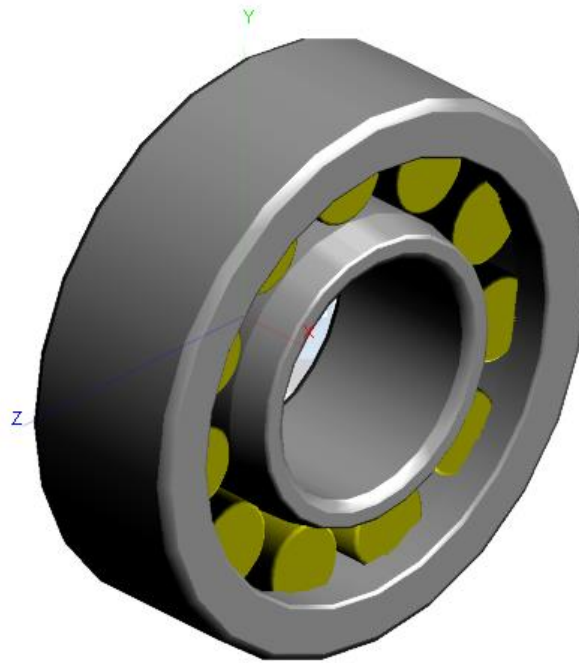
<b>F<sub>r</sub></b>	2.525 kN
carga radial	
<b>F<sub>una</sub></b>	0.012 kN
carga axial sobre rodamiento	
<b>n<sub>i</sub></b>	95.5 r / min
Velocidad de rotación del anillo interior	
<b>Temperatura de funcionamiento</b>	100 ° C
Teniendo anillo exterior	
<b>Tipo de lubricante y la limpieza</b>	B <sub>6</sub> = 200 filtro ISO 4406 código de limpieza -/13/10
seleccionar de la lista	
<b>Viscosidad tipo de entrada de cálculo</b>	De entrada Viscosidad a 40 ° C y 100 ° C
De la lista	
<b>Viscosidad a 40 ° C</b>	110 mm <sup>2</sup> / s
<b>Viscosidad a 100 ° C</b>	11 mm <sup>2</sup> / s

A continuación se puede observar cómo se dan los resultados de los cálculos a fatiga del rodamiento con los parámetros de entrada definidos anteriormente.

## Resultados

<b>L<sub>10mH</sub></b>	3670 horas
Vida nominal SKF, horas de funcionamiento	
<b>una SKF</b>	0.101
SKF factor de modificación de la vida a SKF	
<b>P</b>	2,52 kN
Carga dinámica equivalente	
<b>κ</b>	0.06
relación de viscosidad	
<b>η<sub>c</sub></b>	0.0884
Factor de nivel de contaminación	
<b>v<sub>1</sub></b>	185 mm <sup>2</sup> / s
requerida viscosidad cinemática de κ = 1	
<b>L<sub>10h</sub></b>	36.300 horas
Duración de vida nominal, horas de funcionamiento	
<b>C / P</b>	4.96
ratio de carga	

Calculados las horas de trabajo del rodamiento, se representará el rodamiento en tres dimensiones para ver cómo será físicamente y también se representarán las tres vistas principales del rodamiento. Con esto podrá hacerse una idea de cómo será el rodamiento elegido.



#### 4.6.5.2. RODAMIENTO COLOCADO EN LA UNIÓN DEL CODO DEL BRAZO MECÁNICO

Los parámetros de entrada del rodamiento para calcular las horas de funcionamiento que tendrá el rodamiento serán los siguientes:

Los parámetros de entrada

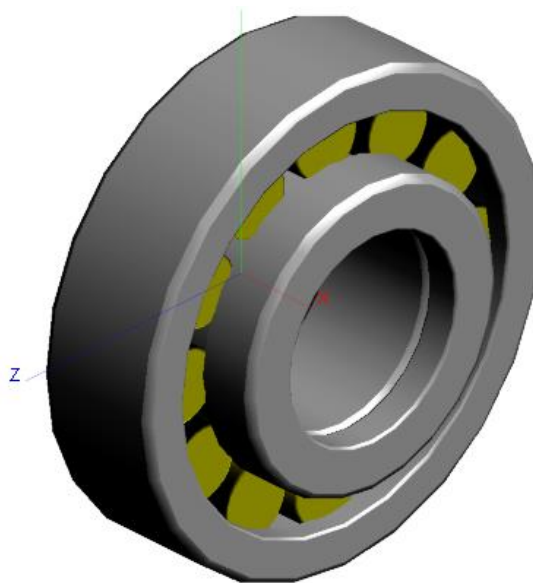
<b><math>F_r</math></b>	2.525 kN
carga radial	
<b><math>F_{una}</math></b>	0.012 kN
carga axial sobre rodamiento	
<b><math>n_i</math></b>	95.5 r / min
Velocidad de rotación del anillo interior	
<b>Temperatura de funcionamiento</b>	100 ° C
Teniendo anillo exterior	
<b>Tipo de lubricante y la limpieza</b>	$B_6 = 200$ filtro ISO 4406 código de limpieza -/13/10
seleccionar de la lista	
<b>Viscosidad tipo de entrada de cálculo</b>	De entrada Viscosidad a 40 ° C y 100 ° C
De la lista	
<b>Viscosidad a 40 ° C</b>	110 mm <sup>2</sup> / s
<b>Viscosidad a 100 ° C</b>	11 mm <sup>2</sup> / s

A continuación se puede observar cómo se dan los resultados de los cálculos a fatiga del rodamiento con los parámetros de entrada definidos anteriormente.

## Resultados

<b>L<sub>10</sub> mH</b>	3670 horas
Vida nominal SKF, horas de funcionamiento	
<b>una SKF</b>	0.101
SKF factor de modificación de la vida a SKF	
<b>P</b>	2,52 kN
Carga dinámica equivalente	
<b>κ</b>	0.06
relación de viscosidad	
<b>η<sub>c</sub></b>	0.0884
Factor de nivel de contaminación	
<b>v<sub>1</sub></b>	185 mm <sup>2</sup> / s
requerida viscosidad cinemática de κ = 1	
<b>L<sub>10h</sub></b>	36.300 horas
Duración de vida nominal, horas de funcionamiento	
<b>C / P</b>	4.96
ratio de carga	

Calculados las horas de trabajo del rodamiento, se representará el rodamiento en tres dimensiones para ver cómo será físicamente y también se representarán las tres vistas principales del rodamiento. Con esto podrá hacerse una idea de cómo será el rodamiento elegido.



#### 4.6.5.3. RODAMIENTO COLOCADO EN LA UNIÓN DEL HOMBRO DEL BRAZO MECÁNICO

Los parámetros de entrada del rodamiento para calcular las horas de funcionamiento que tendrá el rodamiento serán los siguientes:



## Los parámetros de entrada

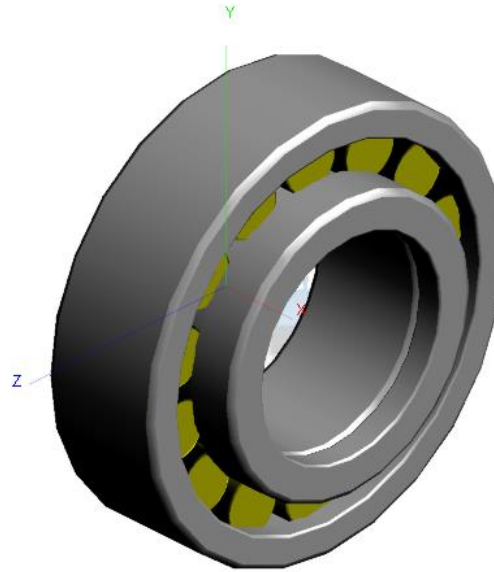
<b>F<sub>r</sub></b>	17,07 kN
carga radial	
<b>F<sub>una</sub></b>	1,05 kN
carga axial sobre rodamiento	
<b>n<sub>i</sub></b>	95.5 r / min
Velocidad de rotación del anillo interior	
<b>Temperatura de funcionamiento</b>	100 ° C
Teniendo anillo exterior	
<b>Tipo de lubricante y la limpieza</b>	B <sub>ε</sub> = 200 filtro ISO 4406 código de limpieza -/13/10
seleccionar de la lista	
<b>Viscosidad tipo de entrada de cálculo</b>	De entrada Viscosidad a 40 ° C y 100 ° C
De la lista	
<b>Viscosidad a 40 ° C</b>	110 mm <sup>2</sup> / s
<b>Viscosidad a 100 ° C</b>	11 mm <sup>2</sup> / s

A continuación se puede observar cómo se dan los resultados de los cálculos a fatiga del rodamiento con los parámetros de entrada definidos anteriormente.

## Resultados

<b>L<sub>10mH</sub></b>	1060 horas
Vida nominal SKF, horas de funcionamiento	
<b>a<sub>SKF</sub></b>	0.101
SKF factor de modificación de la vida a <sub>SKF</sub>	
<b>P</b>	17,1 kN
Carga dinámica equivalente	
<b>κ</b>	0.09
relación de viscosidad	
<b>η<sub>c</sub></b>	0.138
Factor de nivel de contaminación	
<b>v<sub>1</sub></b>	128 mm <sup>2</sup> / s
requerida viscosidad cinemática de κ = 1	
<b>L<sub>10h</sub></b>	10.500 horas
Duración de vida nominal, horas de funcionamiento	
<b>C / P</b>	3.42
ratio de carga	

Calculados las horas de trabajo del rodamiento, se representará el rodamiento en tres dimensiones para ver cómo será físicamente y también se representarán las tres vistas principales del rodamiento. Con esto podrá hacerse una idea de cómo será el rodamiento elegido.



## CORONA DE ORIENTACIÓN

Engranaje que, junto con el piñón, constituye el par cónico, que efectúa la reducción final sobre el árbol de las ruedas motrices del automóvil. De acuerdo con el tipo de engranajes empleado, la corona puede adoptar diversos aspectos.

La corona dentada cónica de dientes rectos se substituyó, hacia el final de los años diez, por la corona cónica de dientes helicoidales (Gleason). Con ello el par cónico resultó mucho más silencioso, por la presencia de deslizamientos entre los dientes, y capaz de transmitir empujes más elevados, al mantener un número mayor de dientes simultáneamente en conexión.

Actualmente está muy difundida la corona hipoide, que difiere de las anteriores por las características de sus dientes, que permiten la presencia de un piñón descentrado respecto a la corona, con ventajas evidentes para la ocupación de espacio y para conseguir que el árbol de transmisión sea más bajo.

Cuando el par final es de tornillo sin fin y rueda helicoidal o de engranajes cilíndricos (en este último caso con el motor en posición transversal), la corona dentada se reduce a un engranaje cilíndrico de dientes helicoidales. Las mínimas relaciones de transmisión realizables con un par de engranajes del tipo descrito, compatibles con una ocupación de espacio aceptable, son del orden de 6:1 a 7:1.

La corona va unida rígidamente a la caja del diferencial, por medio de elementos roscados (tornillos de presión o bulones); el conjunto gira soportado por cojinetes. La corona dentada, como en general todos los engranajes, se construye con acero al carbono o ligeramente aleado por cementación.





*Figura 78: Corona de orientación.*

Este elemento irá acoplada a la base del brazo mecánico y su función será hacer que la base pueda girar en su propio eje. Por tanto, el brazo mecánico tendrá la posibilidad de girar y no estar fijada al suelo o en este caso a la plataforma. La corona se accionará cuando los dos eslabones del brazo mecánico trabajen de forma que en ese momento la carga que es transportada por el brazo mecánico se encuentre en el punto más alto de su trayectoria. Por tanto, en este punto la corona se accionará y hará que el brazo gire  $180^\circ$  para que así se encuentre el brazo preparado para poder trabajar al otro lado al que estaba trabajando en el caso anterior. La posición en el que la corona será accionada es la siguiente.

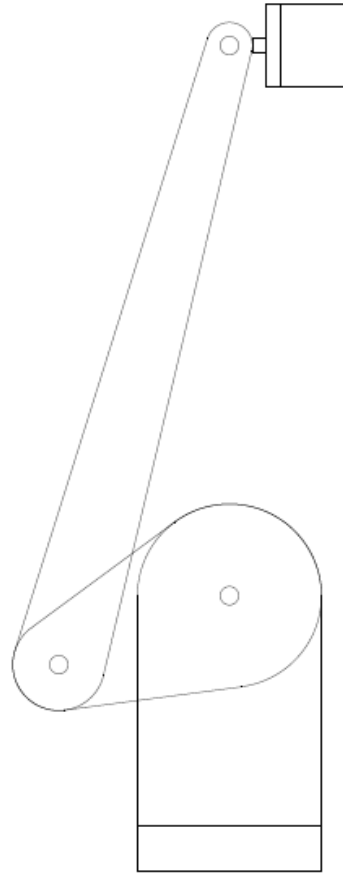


Figura 79: Posición punto más alto del brazo mecánico.

## 1. CARACTERÍSTICAS DE LA CORONA DE ORIENTACIÓN

La corona de orientación como se ha comentado anteriormente tendrá la función de orientar el brazo mecánico al lado en el que se quiera trabajar. Por tanto, a la corona se le proporcionará una velocidad de 2 r.p.m. respecto a su propio eje. Este movimiento se le será proporcionado mediante un motor el cual será calculado en apartados siguientes. Los valores del diseño de este elemento serán los siguientes:

DIMENSIONES DE LOS DIENTES DE UN ENGRANAJE	REFERENCIA	VALOR	UNIDADES
NÚMERO DE DIENTES	N	198	dientes
DIAMETRO EXTERIOR	De	1000	mm
MODULO	M	5	-
ALTURA TOTAL DEL DIENTE	h	10,835	mm
ALTURA DE LA CABEZA DEL DIENTE	L	5	mm
ALTURA DEL PIE DEL DIENTE	I	5,835	mm
RADIO DEL PIE DEL DIENTE	R	1,5	mm
PASO CIRCUNFERENCIAL	P	15,708	mm
ESPESOR DEL DIENTE	e	7,854	mm
ESPACIO ENTRE DIENTES	c	7,854	mm

Tabla 11: Propiedades corona de orientación.

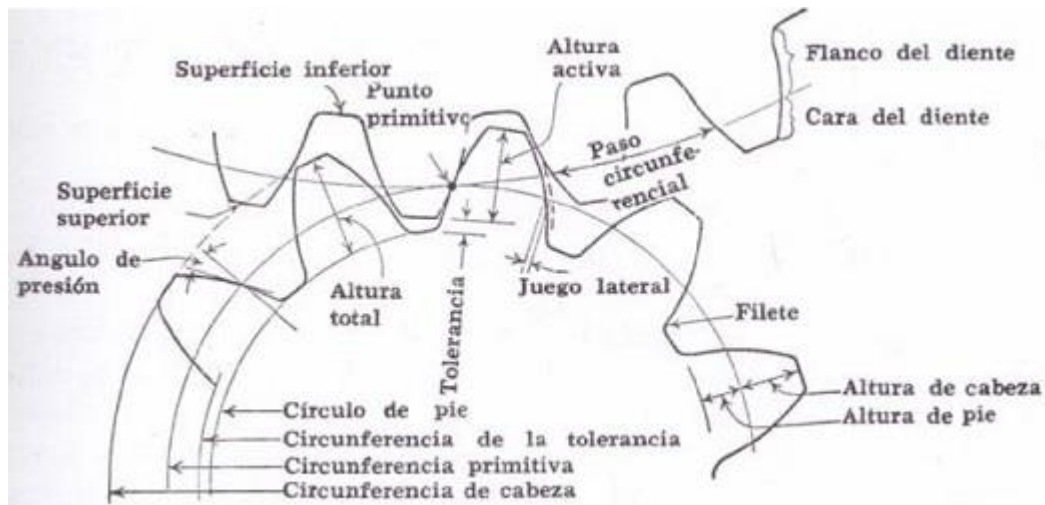


Figura 80: Propiedades de la corona de orientación.

## ELEMENTO TERMINAL, PINZA O MANO DEL BRAZO MECÁNICO

### 1. CARACTERÍSTICAS DEL ELEMENTO

La pinza posee dos dedos, con los cuales se pretende que el brazo robótico sujete adecuadamente a la pieza de trabajo, sin dañarla.

Es importante aclarar que la distancia máxima que puede existir entre los dos dedos, y la mínima, es decir lo más cerca que se pueden encontrar uno del otro, son determinadas no solamente por la configuración mecánica de la pinza, sino también por aspectos tales como el peso del brazo, la fuerza máxima que puede llegar a ejercer las articulaciones, y la inestabilidad que puede provocar la pinza cuando esta tome determinada configuración.

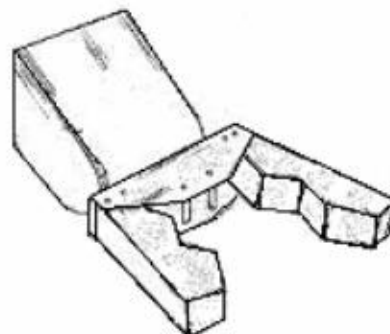


Figura 81: Elemento terminal. Pinza.

Para sostener el objeto, los dedos de la pinza se mueven de tal forma que se acercan uno al otro, hasta que estos comprimen la pieza, la fuerza que ejercen los dedos en sentidos contrarios, limitan el movimiento de la pieza, y así logran sujetarla.

### 2. FUNCIONAMIENTO

El funcionamiento de la pinza o elemento terminal del brazo mecánico se realiza mediante un cilindro hidráulico. Mediante este cilindro hidráulico lo que se quiere lograr es que la pinza este en posición horizontal en todo momento. Es decir, que forme en todo momento de la trayectoria que realice el brazo mecánico  $180^\circ$  respecto al suelo. Por tanto, este accionamiento (cilindro hidráulico) será el encargado regular la orientación de la pinza que en este caso será fija, en posición horizontal. Aunque parezca que este fijo la pinza al extremo del eslabón grande el cilindro hidráulico estará trabajando continuamente para que en todo movimiento de la trayectoria del brazo mecánico se oriente adecuadamente.

La posición y orientación de la pinza o elemento terminal vendrá definido mediante un sensor de posición que irá incorporado en la pinza. Así se podrá conocer la posición y orientación de este elemento en todo momento para controlar la fuerza que debe ejercer el cilindro hidráulico para orientar el brazo de forma que forme en todo momento  $180^\circ$  con el suelo.

Este elemento se obtendrá mediante la compra de todo el bloque. Dentro de esta compra ira también incorporada la aplicación del sistema de cierre de la pinza o elemento terminal para así poder agarrar adecuadamente las cajas de las estanterías. Esta función se hará mediante sensores y funciones electrónicas. Como este proyecto solamente se ciñe al estudio mecánico no se entrará a analizar el sistema de cierre del elemento profundamente.

## MOTORES

Un motor es la parte sistemática de una máquina capaz de hacer funcionar el sistema transformando algún tipo de energía (eléctrica, de combustibles fósiles, etc.), en energía mecánica capaz de realizar un trabajo. En este caso se utilizarán motores eléctricos de corriente alterna para hacer funcionar la máquina en su totalidad. Los motores eléctricos son en los que el trabajo se obtiene a partir de una corriente eléctrica. Este trabajo se convertirá en energía mecánica para poder hacer mover la máquina.

En la totalidad de la máquina deberá de haber dos motores eléctricos. A continuación se explicarán los objetivos que tiene cada uno de ellos.

NÚMERO DE MOTOR	OBJETIVO DEL MOTOR
MOTOR 1	Mover los engranajes de la corona circular colocada en la base del brazo mecánico para girar la máquina
MOTOR 2	Mover la plataforma móvil en la que se encontrará el brazo mecánico a lo largo del eje longitudinal del almacén

Tabla 12: Tabla de motores necesarios y sus objetivos.

### 1. MOTOR PARA ACCIONAR LA CORONA DE ORIENTACIÓN

El motor que se deberá escoger para mover toda la máquina deberá tener la potencia suficiente para cumplir con su objetivo y para ello habrá que tener el par motor y la velocidad a la que girará el motor. Las características de este motor serán las calculadas en el apartado de anexos y cálculos de este mismo apartado y serán los siguientes.

POTENCIA	32,92 kW
VELOCIDAD MOTOR	1760 r.p.m

Tabla 13: Tabla de propiedades motor de la corona de orientación.

Para estas características el motor que se escogerá será de la casa SIEMENS. La denominación y las características de este motor serán las siguientes.

### 1.1. MOTOR SIEMENS 1LA5 206 - 2YA80

Velocidad 3600 rpm, 2 polos, 60 Hz							
Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	In	
			HP	kW		220V A	440V A
25000001105	1LA4 206-2YC80	200L	50	37,30	1,15	124,00	62,00

Eficiencia $\eta$ %	Factor de potencia $\cos \phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m <sup>2</sup>	Peso kg
90	0,88	3530	100,90	2,4	6,6	0,14	235

Este motor tendrá en el eje de entrada una velocidad angular de 3600 r.p.m., pero mediante un sistema reductor de engranajes se hará que en el eje de salida salga una velocidad angular en el eje de salida de 36 r.p.m. Por tanto, la relación de transmisión del engranaje reductor y el engranaje motor será de 1800. El servo-reductor que se utilizará en este caso será de la empresa WITTENSTEIN y se utilizará un servo-reductor planetario y ortogonal de juego reducido. El reductor que se empleará en este caso tendrá una relación de transmisión  $i = 100$  y será el siguiente.

### 1.2. SERVO-REDUCTOR PLANETARIO WITTENSTEIN SP+140 DE DOS ETAPAS



Reductor		Datos de prestaciones	
Tipo de reductor	SP+	Par de parada de emergencia [Nm]	1000
Tamaño	140	Par de aceleración [Nm]	530
Código del reductor	Standard	Par nominal [Nm]	220
Variante de reductor	Reductor acoplamiento motor	Velocidad máxima de entrada [U/min]	5000
Ejecución del reductor	Estándar	Velocidad nominal de entrada [U/min]	3900
Número de etapas	2	Par de pérdidas por fricción [Nm]	1,1
Reducción	100	Par de vuelco [Nm]	952
Forma de la salida 1	Árbol liso	Fuerzas axiales [N]	9870
Forma de la salida 2	Sin salida	Fuerzas radiales [N]	9900
Diámetro de rosca del cubo de fijación [mm]	19	Juego del reductor [arcmin]	≤ 5
Código de pedido reductor	SP 140S-MF2-100-0E1	Rigidez torsional [Nm/arcmin]	58
Cuadrado de la brida adaptadora [mm]	90	Inercia [kgcm <sup>2</sup> ]	1,38
Grosor de la brida adaptadora [mm]	33	Peso [kg]	17
Código de artículo de la brida adaptadora	20029099	Lubricación	Lubricado de por vida
		Temperatura de operación [°C]	90
		Clase de protección	IP 65
		Ruido de funcionamiento [dbA]	≤ 66

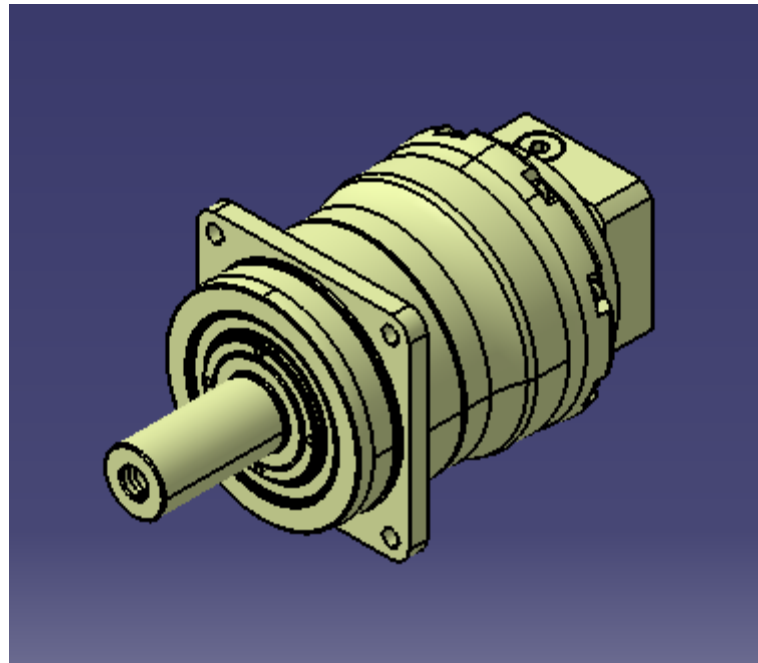


Figura 82: Servo-motor planetario corona de orientación.

## 2. MOTOR PARA ACCIONAR LAS GUÍAS DE LA PLATAFORMA

El motor que se deberá escoger para mover toda la máquina deberá tener la potencia suficiente para cumplir con su objetivo y para ello habrá que tener el par motor y la velocidad a la que girará el motor. Las características de este motor serán las calculadas en el apartado de anexos y cálculos de este mismo apartado y serán los siguientes.

POTENCIA	29,51 kW
VELOCIDAD MOTOR	3510 r.p.m

Tabla 14: Tabla de propiedades motor de las guías lineales.

Para estas características el motor que se escogerá será de la casa SIEMENS. La denominación y las características de este motor serán las siguientes.

## 2.1. MOTOR SIEMENS 1LA5 184 - 2YA80

Velocidad 3600 rpm, 2 polos, 60 Hz							
Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	In	
			HP	kW		220V A	440V A
25000001104	1LA4 184-2YA80	180M	40	29,84	1,05	102,00	51,00

Eficiencia $\eta$ %	Factor de potencia $\cos \phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m <sup>2</sup>	Peso kg
90,5	0,88	3510	81,18	2,3	6,4	0,077	162

Este motor tendrá en el eje de entrada una velocidad angular de 3600 r.p.m., pero mediante un sistema reductor de engranajes se hará que en el eje de salida salga una velocidad angular en el eje de salida de 360 r.p.m. Por tanto, la relación de transmisión del engranaje reductor y el engranaje motor será de 10. El servo-reductor que se utilizará en este caso será de la empresa WITTENSTEIN y se utilizará un servo-reductor planetario y ortogonal de juego reducido. El reductor que se empleará en este caso tendrá una relación de transmisión  $i = 10$  y será el siguiente.

## 2.2. SERVO-REDUCTOR PLANETARIO WITTENSTEIN SP+60 DE UNA ETAPAS



Reductor		Datos de prestaciones	
Tipo de reductor	SP+	Par de parada de emergencia [Nm]	80
Tamaño	060	Par de aceleración [Nm]	32
Código del reductor	Standard	Par nominal [Nm]	17
Variante de reductor	Reductor acoplamiento motor	Velocidad máxima de entrada [U/min]	6000
Ejecución del reductor	Estándar	Velocidad nominal de entrada [U/min]	4000
Número de etapas	1	Par de pérdidas por fricción [Nm]	0,3
Reducción	10	Par de vuelco [Nm]	152
Forma de la salida 1	Árbol liso	Fuerzas axiales [N]	2400
Forma de la salida 2	Sin salida	Fuerzas radiales [N]	2800
Diámetro de rosca del cubo de fijación [mm]	11	Juego del reductor [arcmin]	≤ 4
Código de pedido reductor	SP 060S-MF1-10-0B1	Rigidez torsional [Nm/arcmin]	4,5
Cuadrado de la brida adaptadora [mm]	65	Inercia [kgcm <sup>2</sup> ]	0,09
Grosor de la brida adaptadora [mm]	23,6	Peso [kg]	1,9
Código de artículo de la brida adaptadora	20033867	Lubricación	Lubricado de por vida
		Temperatura de operación [°C]	90
		Clase de protección	IP 65
		Ruido de funcionamiento [dbA]	≤ 58

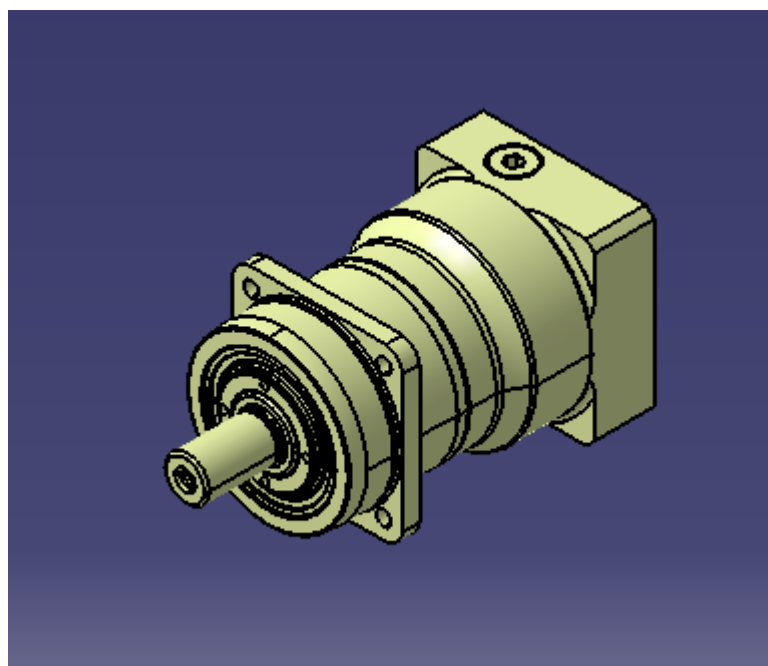


Figura 83: Servo-motor planetario guías lineales.





# PLATAFORMA

## INTRODUCCIÓN

La plataforma empleada en esta máquina tiene el objetivo principal de transportar el brazo mecánico de un lado al otro del almacén a lo largo de la longitud del mismo para poder emplear las funciones deseadas adecuadamente. Por tanto, a la máquina que se quiere diseñar se le podría tomar como un robot móvil. Un robot móvil es una máquina automática que es capaz de movimiento en cualquier ambiente dado.

Los robots móviles tienen la capacidad de moverse en su entorno y no se fijan a una ubicación física. En contraste, los robots industriales por lo general consisten en un brazo articulado (manipulador de múltiples vinculado) y pinza de montaje (o efector de extremo) que está unida a una superficie fija.

Los robots móviles son un foco importante de la investigación actual y casi todas las universidades importantes tienen uno o más laboratorios que se centran en la investigación robot móvil. Los robots móviles se encuentran también en la industria, militares y entornos de seguridad. Los robots domésticos son productos de consumo, incluidos los robots de entretenimiento y los que llevan a cabo ciertas tareas domésticas, tales como pasar la aspiradora o jardinería.

Los robots móviles se pueden clasificar por dos factores:

### 1. El entorno en el que se desplazan:

- Tierra o casa robots se refieren generalmente como vehículos terrestres no tripulados (UGVS). Ellos son los más comúnmente ruedas u orugas, sino que también incluyen robots con patas con dos o más patas ( humanoide , o se asemeja a animales o insectos).

- Robots aéreos se refieren generalmente como vehículos aéreos no tripulados (UAVs).

- Los robots submarinos suelen ser llamados vehículos submarinos autónomos (AUV).

- Polar robots, diseñados para navegar helada, grieta llena entornos

### 2. El dispositivo que utilizan para moverse, sobre todo:

- Robot Legged : patas similares a las humanas (es decir, un androide ) o de origen animal, como las piernas .

- Ruedas robot.



- Tracks .

## ANTECEDENTES

Para ver que antecedentes tiene este tipo de máquinas las cuales han ido desarrollándose poco a poco hasta alcanzar un mejor nivel de trabajo, se observará sus funciones y la forma de uso que se tiene de ellas. La gran mayoría de los trabajos que ejecutan este tipo de maquinarias son trabajos que sin necesidad de ayuda humana que son capaces de completar un trabajo que podría desempeñar uno o un grupo de seres humanos. Por tanto, a estos dispositivos se les denomina robots. Estos robots se han ido desarrollando tanto tecnológicamente que se le ha ido incorporando la función de locomoción al mismo. A estos robots se les denomina robots móviles porque se les atribuye la función de locomoción.

Por tanto, nos centraremos en el desarrollo de la robótica móvil a lo largo de su historia, puesto que estas máquinas son diseñadas para que se utilicen de manera que carezca de trabajo humano por cualquiera que sea la razón.

Entre los años 1939 y 1945, durante la Segunda Guerra Mundial los primeros robots móviles surgieron como consecuencia de los avances técnicos en un número de nuevos campos de investigación relativamente como la informática y la cibernética. En su mayoría eran bombas volantes. Ejemplos son bombas inteligentes que sólo detonan dentro de un cierto rango de la meta, el uso de sistemas de guiado y de control de radar. Las V1 y V2 cohetes tenían un crudo 'piloto automático' y sistemas de detonación automática. Ellos fueron los precursores de los modernos misiles de crucero .

En los años 1948 y 1949, W. Grey Walter construye Elmer y Elsie , dos robots autónomos llamados Speculatrix Machina porque estos robots les gustaba explorar su entorno. Elmer y Elsie fueron equipadas con un sensor de luz. Si encontraban una fuente de luz que se movían hacia él, evitando o mover obstáculos en su camino. Estos robots demostraron que el comportamiento complejo podría surgir de un diseño simple. Elmer y Elsie sólo tenían el equivalente de dos células nerviosas.

Entre los años 1961 y 1963, la Universidad Johns Hopkins desarrolla 'Bestia '. Bestia utiliza un sonar para moverse. Cuando las baterías se bajan sería encontrar una toma de corriente y enchufarlo en sí pulg.

En el año 1969, Mowbot fue el primer robot que segar la hierba automáticamente.

En la misma época (1966-1972) del Instituto de Investigación de Stanford está desarrollando e investigando en Shakey , un robot llamado así por su movimiento desigual. Shakey tenía una cámara , un telémetro , sensores de golpe y un enlace de radio. Shakey fue el primer robot que podría razonar sobre sus acciones. Esto significa que Shakey se podría dar órdenes muy generales, y que el robot podría averiguar los pasos necesarios para realizar la tarea dada. La Unión Soviética explora la superficie de la Luna con Lunokhod 1 , un rover lunar.



En el año 1976, en su programa de Vikingo del NASA envió dos naves espaciales no tripuladas a Marte .

En el año 1980, el interés del público en los robots se eleva, dando lugar a los robots que pueden ser adquiridos para uso doméstico. Estos robots sirven de entretenimiento o educativos. Los ejemplos incluyen el RB5X , que todavía existe hoy y el HERO series. El Stanford pedido está ahora en condiciones de navegar su camino a través de carreras de obstáculos y hacer mapas de su entorno.

A principios del año 1980, el equipo de Ernst Dickmanns al Bundeswehr Universidad de Munich construye los primeros coches robot, lo que eleva a 55 kilómetros por hora en las calles vacías.

En el año 1987, Hughes Research Laboratories demuestra el primer mapa de fondo y funcionamiento autónomo basado en sensores de un vehículo robótico. Y en 1989, Marcos Tilden inventa la robótica BEAM .

En el año 1990, Joseph Engelberger , padre del brazo robótico industrial, trabaja con sus colegas para diseñar los primeros robots móviles autónomos hospitalarias disponibles en el mercado, que se vende por Helpmate. El Departamento de Defensa de EE.UU. financia el proyecto MDARS-I, con base en el robot de seguridad interior Cybermotion.

EN el año 1991, Edo. Franzi , André Guignard y Francesco Mondada desarrollados Khepera , un pequeño robot móvil autónomo destinado a actividades de investigación. El proyecto fue financiado por el laboratorio LAMI-EPFL.

Entre los años 1993 y 1994, Dante I y Dante II fueron desarrollados por la Universidad Carnegie Mellon. Ambos caminaban robots que se utilizan para explorar volcanes activos.

En el año 1994, con invitados a bordo, el robot gemelo vehículos Vamp y VITA-2 de Daimler-Benz y Ernst Dickmanns de unidad UniBwM más de mil kilómetros en una carretera de tres carriles de París en el tráfico pesado estándar a velocidades de hasta 130 km / h. Demuestran conducción autónoma en los carriles libres, convoy de conducción, y cambios de carril a la izquierda y la derecha con paso autónomo de otros coches.

En el año 1995, Alvin semi-autónomo condujo un coche de costa a costa bajo control de la computadora para todos, pero cerca de 50 de las 2,850 millas. Del acelerador y los frenos, sin embargo, estaban controlados por un controlador humano. En el mismo año, una de Ernst Dickmanns coches robot '(con el acelerador y los frenos robotizada) condujo más de 1000 kilómetros de Munich a Copenhague y la espalda, en el tráfico, a velocidades de hasta 120 mph, en ocasiones la ejecución de maniobras para adelantar a otros vehículos ( sólo en algunas situaciones críticas de seguridad vial se hizo cargo). Visión activa se utiliza para tratar rápidamente cambiantes escenas de la calle. En este año también, el Pioneer robot móvil programable esté disponible comercialmente a un precio asequible, lo que permite un aumento generalizado de la robótica de investigación y estudio de la universidad en la próxima década como robótica móvil se convierte en una parte estándar del currículo universitario.

Entre los años 1996 y 1997, la NASA envía la Mars Pathfinder , con su rover Sojourner a Marte . El rover explora la superficie, al mando de la tierra . Sojourner



estaba equipado con un sistema de evitación de peligro. Este Sojourner permitió encontrar autónoma que s camino a través desconocido terreno marciano.

En el año 1999, Sony introduce Aibo , el perro robot capaz de ver, caminar e interactuar con su entorno. El PackBot se introduce robot móvil militar por control remoto.

En el año 2001, inicio del proyecto Swarm-bots. bots Enjambre parecen colonias de insectos. Por lo general se componen de un gran número de los robots simples individuales , que pueden interactuar entre sí y juntos realizar tareas complejas.

En el año 2002, aparece Roomba , una interna robot móvil autónomo que limpia el suelo.

En el año 2003, Axxon Robótica compras Intellibot , fabricante de una línea de robots comerciales que friega, vacío y barrido de suelos en los hospitales, edificios de oficinas y otros edificios comerciales. Robots cuidado de los pisos de Intellibot Robótica LLC operar de forma totalmente autónoma, la cartografía de su medio ambiente y el uso de una serie de sensores para la navegación de una evasión de obstáculos.

En el año 2004, Robosapien , un biomorphic robot juguete diseñado por la marca Tilden está disponible comercialmente. En "The Centibots proyecto 100 robots autónomos trabajan juntos para hacer un mapa de un entorno desconocido y la búsqueda de objetos en el medio ambiente. En la primera DARPA Grand Challenge competencia, vehículos totalmente autónomos compiten entre sí en un curso desierto.

En el año 2005, Boston dinámica crea un robot cuadrúpedo destinado a transportar cargas pesadas a través de terreno demasiado duro para los vehículos.

En el año 2006, Sony deja de producir Aibo y la producción se detiene compañera, pero un menor costo PatrolBot personalizable autónomo robot de servicio del sistema que se disponga de los robots móviles siguen la lucha para ser comercialmente viable. El Departamento de Defensa de EE.UU. cae el proyecto MDARS-I, pero los fondos MDARS-E, un robot de ámbito autonómico. TALON-Sword, el primer robot comercial con lanzagranadas y otras opciones de armas integradas, se libera. Asimo de Honda aprende a correr y subir escaleras.

En el año 2007, En el DARPA Urban Grand Challenge, seis vehículos autónoma complementar un curso complejo que involucra vehículos tripulados y obstáculos. Sistemas de Kiva robots inteligentes proliferan en las operaciones de distribución, estas estanterías inteligentes clasifican a sí mismos de acuerdo a la popularidad de su contenido. El tirón se convierte en un medio popular para los hospitales para mover grandes gabinetes de acciones de un lugar a otro, mientras que la espe-Minder con Motricidad comienza transporta la sangre y otras muestras de pacientes de las estaciones de enfermería a varios laboratorios. Seekur, el primero ampliamente disponible, robot de servicio exterior no militares, tira de un vehículo de 3 toneladas por un aparcamiento, conduce autónoma dentro y comienza a aprender a navegar fuera de sí. Mientras tanto, PatrolBot aprende a seguir a la gente y detectar las puertas que son entreabierta .

En el año 2008, Boston Dinámica liberado imágenes de vídeo de una nueva generación de BigDog capaz de caminar sobre terreno helado y recuperar su equilibrio cuando se inició desde el lado.

En el año 2010, el Multi Autónoma Desafío Internacional Ground-robótica cuenta con equipos de vehículos autónomos asignan un entorno urbano dinámico grande, identificar y seguir los seres humanos y evitar objetos hostiles.

## OBJETIVOS

El objetivo principal de la plataforma móvil es el transporta de un lado a otro del brazo mecánico a lo largo del almacén. Esta plataforma transportara el brazo mecánico a lo largo de toda la longitud del almacén por medio de unas guías. Estas guías irán de forma paralela a las estanterías del almacén. El brazo mecánico se ha diseñado de forma que su movimiento sea sobre un plano en dos dimensiones, y este plano será perpendicular al almacén. Por tanto, para que la máquina sea capaz de abarcar todos los puntos accesibles del almacén se construyen las guías y así poder transportar la máquina a lo largo del eje longitudinal del almacén.

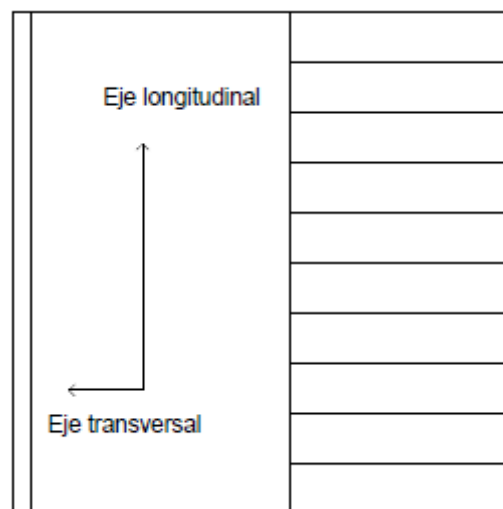


Figura 84: Vista del almacén y sus ejes.

Otro de los objetivos de la plataforma será soportar todo el peso y todas las reacciones transmitidas por el brazo mecánico. Por tanto, este elemento será capaz de sostener toda la estructura de la máquina y transportarla de forma adecuada.

## ANÁLISIS ESTÁTICO

### 1. ESTUDIO MEDIANTE EL PROGRAMA MARC MENTAT (MSC SOFTWARE)

A continuación se hará un análisis estático detallado mediante el programa Marc Mentat 2012 (MSC Software). Mediante este programa se logrará construir un modelo que se asemeje al modelo y forma del brazo mecánico y así poder analizarlo adecuadamente. Este programa, se encargará de crear un mallado en el modelo para así



mediante el análisis de elementos finitos poder observar las cargas y deformaciones a las que estará sometido la plataforma móvil mientras esta en funcionamiento.

Como el brazo mecánico está formado por dos eslabones, analizaremos los dos eslabones por separado para así observar detalladamente todos los esfuerzos, tensiones y reacciones que se pueden observar a lo largo de los elementos de cada uno de ellos.

Para analizar adecuadamente la plataforma, se deberá especificar el material por la que estará formado. Dependiendo del material por el que esté compuesto el brazo mecánico, éste se deformará más o menos a consecuencia de las cargas a las que estará sometida. Por lo tanto, habrá que ser cuidadosos a la hora de elegir el material de la máquina.

## **1.2. MATERIAL POR EL CUAL ESTARÁ COMPUESTO EL BRAZO MECÁNICO**

### **1.2.1. ACERO**

#### **1.2.1.1. PROPIEDADES**

##### **1.2.1.1.1. CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS Y TECNOLÓGICAS**

Aunque es difícil establecer las propiedades físicas y mecánicas del acero debido a que estas varían con los ajustes en su composición y los diversos tratamientos térmicos, químicos o mecánicos, con los que pueden conseguirse aceros con combinaciones de características adecuadas para infinidad de aplicaciones, se pueden citar algunas propiedades genéricas:

- Su densidad media es de 7850 kg/m<sup>3</sup>.
- En función de la temperatura el acero se puede contraer, dilatar o fundir.
  - El punto de fusión del acero depende del tipo de aleación y los porcentajes de elementos aleantes. El de su componente principal, el hierro es de alrededor de 1.510 °C en estado puro (sin alear), sin embargo el acero presenta frecuentemente temperaturas de fusión de alrededor de 1.375 °C, y en general la temperatura necesaria para la fusión aumenta a medida que se aumenta el porcentaje de carbono y de otros aleantes. (excepto las aleaciones eutécticas que funden de golpe). Por otra parte el acero rápido funde a 1.650 °C.
- Su punto de ebullición es de alrededor de 3.000 °C.
- Es un material muy tenaz, especialmente en alguna de las aleaciones usadas para fabricar herramientas.



- Relativamente dúctil. Con él se obtienen hilos delgados llamados alambres.
- Es maleable. Se pueden obtener láminas delgadas llamadas hojalata. La hojalata es una lámina de acero, de entre 0,5 y 0,12 mm de espesor, recubierta, generalmente de forma electrolítica, por estaño.
- Permite una buena mecanización en máquinas herramientas antes de recibir un tratamiento térmico.
- Algunas composiciones y formas del acero mantienen mayor memoria, y se deforman al sobrepasar su límite elástico.
- La dureza de los aceros varía entre la del hierro y la que se puede lograr mediante su aleación u otros procedimientos térmicos o químicos entre los cuales quizá el más conocido sea el templeado del acero, aplicable a aceros con alto contenido en carbono, que permite, cuando es superficial, conservar un núcleo tenaz en la pieza que evite fracturas frágiles. Aceros típicos con un alto grado de dureza superficial son los que se emplean en las herramientas de mecanizado, denominados aceros rápidos que contienen cantidades significativas de cromo, wolframio, molibdeno y vanadio. Los ensayos tecnológicos para medir la dureza son Brinell, Vickers y Rockwell, entre otros.
- Se puede soldar con facilidad.
- La corrosión es la mayor desventaja de los aceros ya que el hierro se oxida con suma facilidad incrementando su volumen y provocando grietas superficiales que posibilitan el progreso de la oxidación hasta que se consume la pieza por completo. Tradicionalmente los aceros se han venido protegiendo mediante tratamientos superficiales diversos. Si bien existen aleaciones con resistencia a la corrosión mejorada como los aceros de construcción «corten» aptos para intemperie (en ciertos ambientes) o los aceros inoxidable.
- Posee una alta conductividad eléctrica. Aunque depende de su composición es aproximadamente de  $3 \cdot 10^6$  S/m. En las líneas aéreas de alta tensión se utilizan con frecuencia conductores de aluminio con alma de acero proporcionando éste último la resistencia mecánica necesaria para incrementar los vanos entre la torres y optimizar el coste de la instalación.
- Se utiliza para la fabricación de imanes permanentes artificiales, ya que una pieza de acero imantada no pierde su imantación si no se la calienta hasta cierta temperatura. La magnetización artificial se hace por contacto, inducción o mediante procedimientos eléctricos. En lo que respecta al acero inoxidable, al acero inoxidable ferrítico sí se le pega el imán, pero al acero



inoxidable austenítico no se le pega el imán ya que la fase del hierro conocida como austenita no es atraída por los imanes. Los aceros inoxidable contienen principalmente níquel y cromo en porcentajes del orden del 10% además de algunos aleantes en menor proporción.

- Un aumento de la temperatura en un elemento de acero provoca un aumento en la longitud del mismo. Este aumento en la longitud puede valorarse por la expresión:  $\delta L = \alpha \delta t^\circ L$ , siendo  $\alpha$  el coeficiente de dilatación, que para el acero vale aproximadamente  $1,2 \cdot 10^{-5}$  (es decir  $\alpha = 0,000012$ ). Si existe libertad de dilatación no se plantean grandes problemas subsidiarios, pero si esta dilatación está impedida en mayor o menor grado por el resto de los componentes de la estructura, aparecen esfuerzos complementarios que hay que tener en cuenta. El acero se dilata y se contrae según un coeficiente de dilatación similar al coeficiente de dilatación del hormigón, por lo que resulta muy útil su uso simultáneo en la construcción, formando un material compuesto que se denomina hormigón armado. El acero da una falsa sensación de seguridad al ser incombustible, pero sus propiedades mecánicas fundamentales se ven gravemente afectadas por las altas temperaturas que pueden alcanzar los perfiles en el transcurso de un incendio.

## 2. PERFIL POR EL QUE ESTARÁ FORMADA LA PLATAFORMA

Las plataformas suelen estar construidas mediante perfiles de acero. Existen una gran cantidad de perfiles de acero pero en los que se centrará será en los perfiles tubulares de acero.

Los perfiles tubulares son conformados en frío, soldados eléctricamente por alta frecuencia, formando tubulares de sección cuadrada, los que se pueden clasificar en dos tipos:

a) Para uso General: Estos perfiles son fabricados con acero comercial según SAE 1006 y 1010, el cual asegura un rango de composición química mínimo y máximo, dando como resultado una excelente soldabilidad y doblabilidad en caso de requerirse.

b) Para uso Estructural: Para la fabricación de estos perfiles, debido a la función estructural que van a cumplir, se utiliza acero estructural soldable (A42-27 ES, A37-24 ES), el cual garantiza cifras mecánicas para la resistencia a la tracción, límite de fluencia, y alargamiento, además de valores de composición química máximos, lo cual da como resultado una excelente soldabilidad y doblabilidad en caso de ser necesarios.



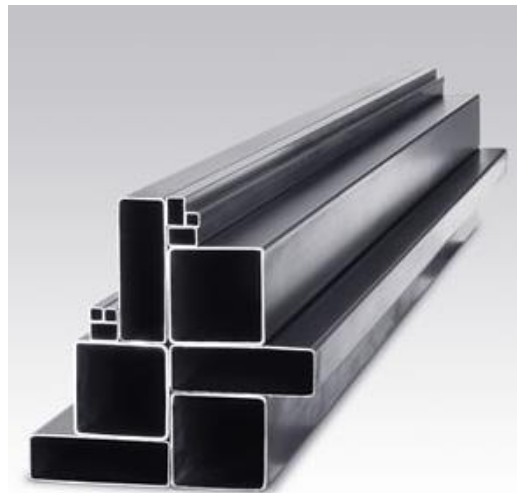


Figura 85: Perfil de acero de sección cuadrada.

En este caso hará la decisión de qué tipo de perfil tubular escoger según la carga que deberá soportar. Por tanto, se cogerá el prontuario de perfiles tubulares y se hará la elección del perfil adecuado.

Perfil	Peso	Dimensiones (mm)						Área sec. Transv	Propiedades de la sección						Clases de secciones					Resistencia de las secciones										
									ejes y-y/z-z						C <sub>r</sub>	I <sub>t</sub>	compresión			Flexión simple yy/zz		compresión/tracción			flex. plástica M <sub>pl,Rd</sub> o elástica (M <sub>el,Rd</sub> )			Cortante		
									I	W <sub>el</sub>	W <sub>pl</sub>	i	A <sub>v</sub>	C <sub>r</sub>			I <sub>t</sub>	S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355	
10 <sup>4</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup>	(mm)	(mm <sup>2</sup> )	10 <sup>3</sup>	10 <sup>4</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>4</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>4</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup>	10 <sup>3</sup>								
120x120	3	10,84	120	120	6	3	3,0	1380,82	312,3	52,06	60,24	47,56	684,0	78,15	487,7	2	1	3	1	4	1	309,0	361,6	466,8	13,48	0	20,37	88,4	103,4	133,5
120x120	4	14,25	120	120	8	4	4,0	1814,80	402,3	67,05	78,33	47,08	896,0	100,8	636,6	1	1	1	1	2	1	406,2	475,3	613,6	17,53	20,51	26,48	115,8	135,5	174,9
120x120	5	17,55	120	120	10	5	5,0	2235,62	485,5	80,91	95,45	46,60	1.100	121,8	778,5	1	1	1	1	1	1	500,4	585,5	755,9	21,36	25,00	32,27	142,1	166,3	214,7
120x120	6	20,75	120	120	12	6	6,0	2643,29	562,2	93,69	111,61	46,12	1.296	141,22	913,5	1	1	1	1	1	1	591,6	692,3	893,7	24,98	29,23	37,74	167,5	196,0	253,0
120x120	7	23,52	120	120	17,5	10,5	7,0	2995,75	617,3	102,9	124,29	45,39	1.484	158,4	1.044	1	1	1	1	1	1	670,5	784,6	1.013	27,82	32,55	42,02	191,8	224,4	289,7

Habrà que fijarse bien que las reacciones que sean transmitidas desde el brazo mecànico no sobrepasen el cortante límite de la sección del perfil tubular expuesta en la tabla anterior. En este caso el tipo de acero que se utilizarà para la plataforma serà el acero S 275. Por tanto, habrà que observar que el cortante no supere los 195463,6 N de reacción que debe soportar la plataforma. De estos cinco casos expuestos anteriormente la que cumple la condición expuesta anteriormente serà la cuarta (Cortante = 196 kN > 195,464 kN). Hecha la elección del perfil, se describirà detalladamente todas sus dimensiones mediante una tabla.

SECCIÓN HUECA CUADRADA

I → momento de inercia en los planos yy/zz.  
 W<sub>el</sub>, z → módulo resistente elástico en los planos yy/zz.  
 W<sub>pl</sub>, z → módulo resistente plástico en los planos yy/zz.  
 i<sub>y</sub> → radio de giro en los planos yy/zz.  
 A<sub>v</sub> → área de cortante.  
 It → módulo de torsión.  
 B y H → dimensiones de los lados.  
 e → espesor.  
 r<sub>o</sub> → radio nominal exterior  
 r<sub>i</sub> → radio nominal interior.

Perfil		Peso G (kg/m)	Dimensiones (mm)					Área secc. Transv A (mm <sup>2</sup> )	Propiedades de la sección						
HxB (mm)	e (mm)		B	H	r <sub>o</sub>	r <sub>i</sub>	e		ejes y-y/z-z					C <sub>t</sub> *10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	I <sub>t</sub> *10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )
									I *10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )	W <sub>el</sub> *10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	W <sub>pl</sub> *10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	i (mm)	A <sub>v</sub> (mm <sup>3</sup> )		
120x120	6	20,75	120	120	12	6	6,0	2643,29	562,2	93,69	111,61	46,12	1.296	141,22	913,5

Clases de secciones						Resistencia de las secciones								
compresión			Flexión simple yy/zz			compresión /tracción (N <sub>r,Rd</sub> ≤ N <sub>pl,Rd</sub> ) (kN)			flex. plástica M <sub>ypI,Rd</sub> o elástica (M <sub>yeI,Rd</sub> ) eje y-y/z-z (kNm)			Cortante (V <sub>pl,Rd</sub> ) (kN)		
S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355
1	1	1	1	1	1	591,6	692,3	893,7	24,98	29,23	37,74	167,5	196,0	253,0

### 3. FACTORES A CUMPLIR POR EL MATERIAL DE LA PLATAFORMA

#### 3.1. FLECHA

La flecha que se crea la plataforma a causa de las cargas de trabajo a las que está sometido, es un factor importante que debe cumplir la plataforma. La flecha varía según el material por el que estará compuesta la plataforma. Como condición de diseño se ha tomado que la flecha máxima admisible para cada eslabón sea:

$$\text{Flecha máxima admisible por la plataforma} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm}$$

Por tanto, la plataforma móvil no puede sobrepasar esta flecha máxima admisible.

#### 3.2. DESPLAZAMIENTO

El desplazamiento total de cada punto de la plataforma desde su punto de origen hasta el punto final de deformación de ella no puede ser muy grande. Según la magnitud de la deformación causada por la transmisión de las cargas del brazo mecánico puede que sobrepase el límite elástico del material por el que está formado, incluso pasar al límite plástico. Por tanto, hay que tener cuidado con esas deformaciones que aparecen en el brazo mecánico.

#### 3.3. CANTIDAD DE MATERIAL

Para poder cumplir los dos factores anteriores una solución adecuada puede ser añadir material al brazo mecánico de alguna forma. Por ejemplo, aumentando el espesor o aumentando el canto del perfil tubular por el que estará formada la plataforma. Con esto se solucionan los dos factores anteriores, aparece otro problema. Ese problema será que al aumentar la cantidad material de la máquina,

aumenta el gasto que se hace para poder construirlo y por ello, hay que tener cuidado con este factor para que no aumente el presupuesto excesivamente.

#### 4. ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA PLATAFORMA

Se analizará la plataforma móvil que por un lado estará unido a la base del brazo mecánico. Por el otro lado, esta plataforma tendrá cuatro ruedas las cuales servirán para guiar el movimiento a lo largo del almacén. Esta plataforma tendrá unas dimensiones de 2 metros de longitud y 2 metros de anchura.

El análisis que se hará de la plataforma mediante el programa Marc Mentat 2012 será estático y se deberán especificar unas condiciones y posiciones iniciales de la plataforma la cual se quiere analizar.

Inicialmente, se importará el modelo dibujado desde el programa AUTOCAD a Marc Mentat 2012 para poder analizarlo. Se malla el modelo mediante elementos pequeños y así poder ver el comportamiento de cada uno de ellos al estar sometido a cargas de trabajo. El modelo mallado será el siguiente:

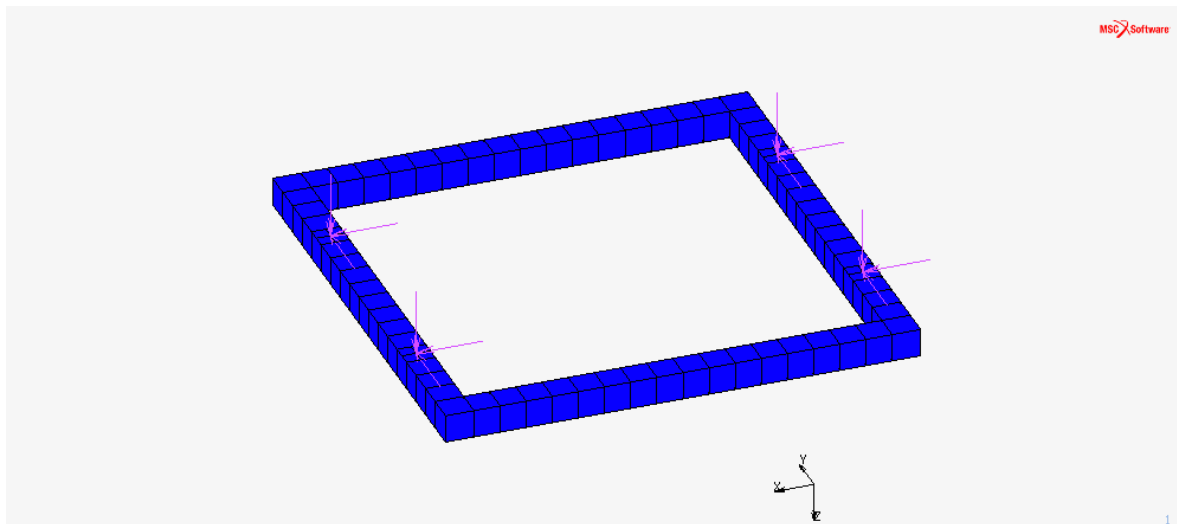


Figura 86: Plataforma.

Después de mallar adecuadamente el modelo, se especificarán las condiciones a las que estará sometido el eslabón a la hora de trabajo. Estas condiciones serán las siguientes:

1) La posición que se ha elegido para componer el modelo de la plataforma será a la que se encontrara en todo momento a lo largo de todo su recorrido. La posición será completamente horizontal para así soportar todas las cargas transmitidas por el brazo mecánico.

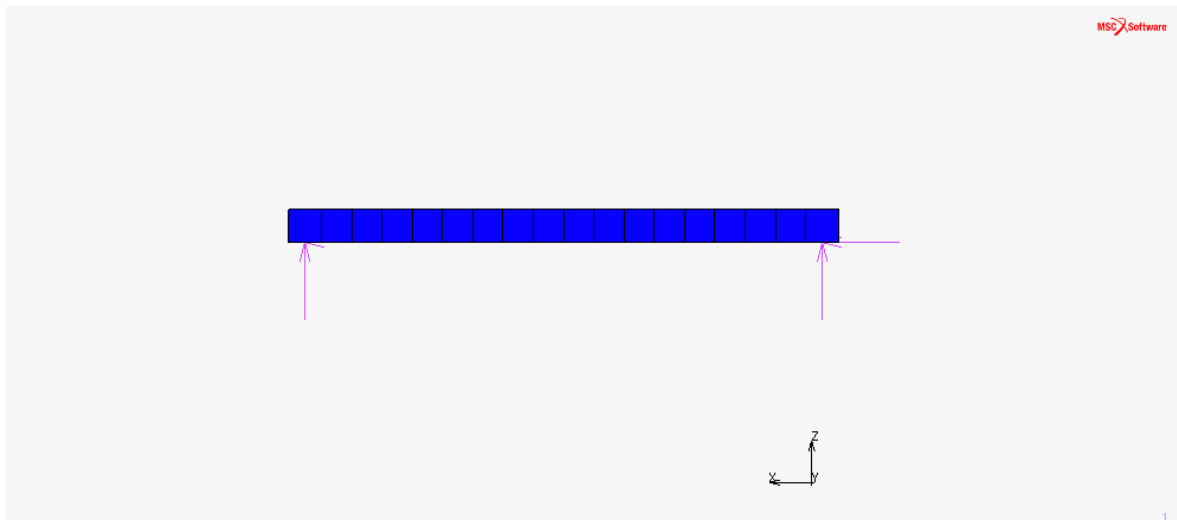


Figura 87: Cargas de la plataforma.

Por tanto, la posición representada en la imagen anterior será la posición a la que se trasladara la plataforma sosteniendo todas las reacciones transmitidas por el brazo mecánico por medio de cuatro ruedas. Todas las cargas que afecten a la plataforma serán en dirección negativa del eje  $z$ , en el eje de coordenadas representado en la imagen.

2) Se restringirán los desplazamientos en los eje  $x$ ,  $y$ ,  $z$  de la en las uniones donde van las cuatro ruedas de la plataforma. Por tanto, esta restricción hará que se puedan ver las reacciones a las que estarán sometidas las uniones entre la plataforma y las ruedas y así poder calcular las fuerzas que deberán soportar esas ruedas.

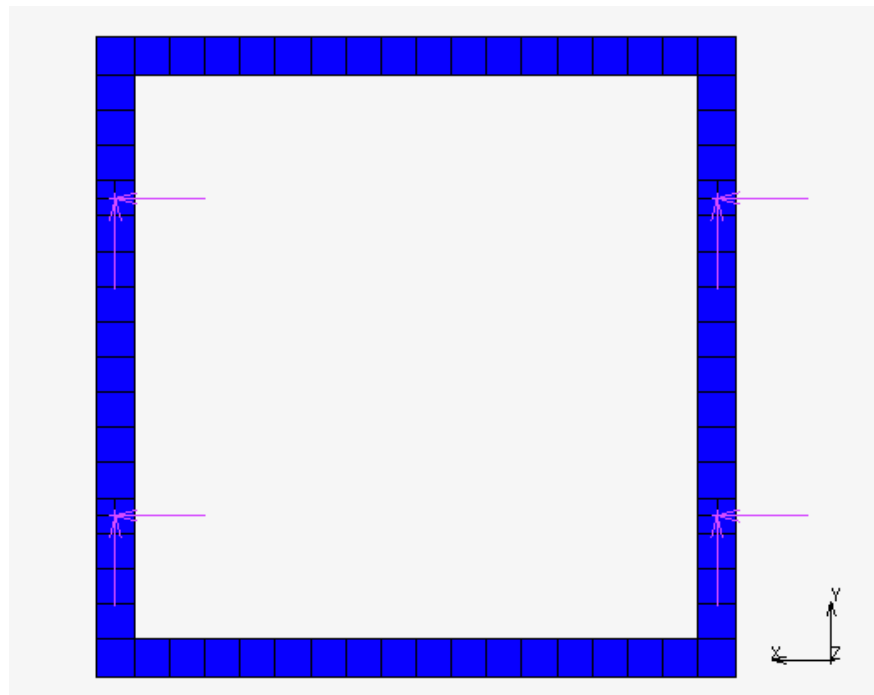


Figura 88: Fijación de la plataforma.

3) La plataforma soportará todas las reacciones transmitidas por el brazo mecánico. Estas cargas irán soportadas en cuatro puntos de la plataforma móvil. Estos puntos serán los puntos donde irán acopladas las ruedas. Por tanto, todas las cargas transmitidas por el brazo mecánico serán soportadas de cuatro puntos de la plataforma móvil.

#### CARGA SOPORTADA POR LA PLATAFORMA

$$\text{Carga soportada eje } x = -826 \text{ N} = -0,826 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } y = -195463,6 \text{ N} = -195,4636 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } z = 0,3 \text{ N} = 0,0003 \text{ kN}$$

#### CARGA SOPORTADA POR CADA RUEDAS DE LA PLATAFORMA

$$\text{Carga soportada eje } x = \frac{-826 \text{ N}}{4 \text{ ruedas}} = -206,5 \text{ N} = -0,2065 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } y = \frac{-195463,6 \text{ N}}{4 \text{ ruedas}} = -48865,9 \text{ N} = -48,866 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } z = \frac{0,3 \text{ N}}{4 \text{ ruedas}} = 0,075 \text{ N} = 0,000075 \text{ kN}$$

Por tanto, la carga estará dividida en cuatro puntos donde estarán colocadas las ruedas, como cargas puntuales colocadas en los ejes correspondientes anteriormente definidas. Como las cargas transmitidas por el brazo mecánico son mayoradas no hace falta que sean mayoradas otra vez.

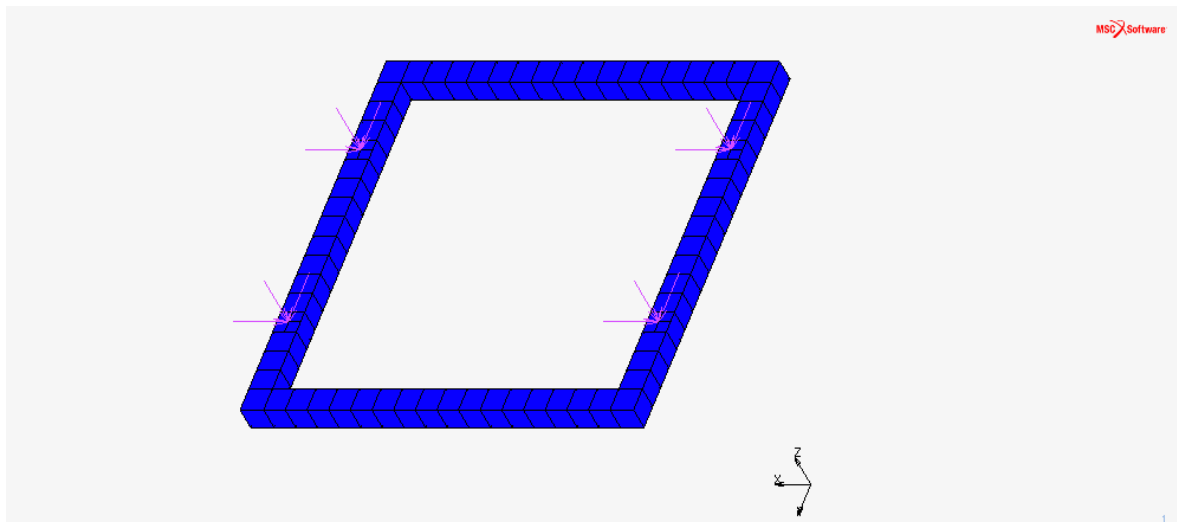


Figura 89: Carga soportada por cada patín de la plataforma.

4) Se tendrá en cuenta la acción de la gravedad a la hora del uso del brazo mecánico para ver una deformación y tensión más real en la plataforma. La carga

que sometera a la plataforma la gravedad se introducirá sin mayorar porque la fuerza que se crea es totalmente conocida. La fuerza será el producto entre el peso de la plataforma y la aceleración de la gravedad.

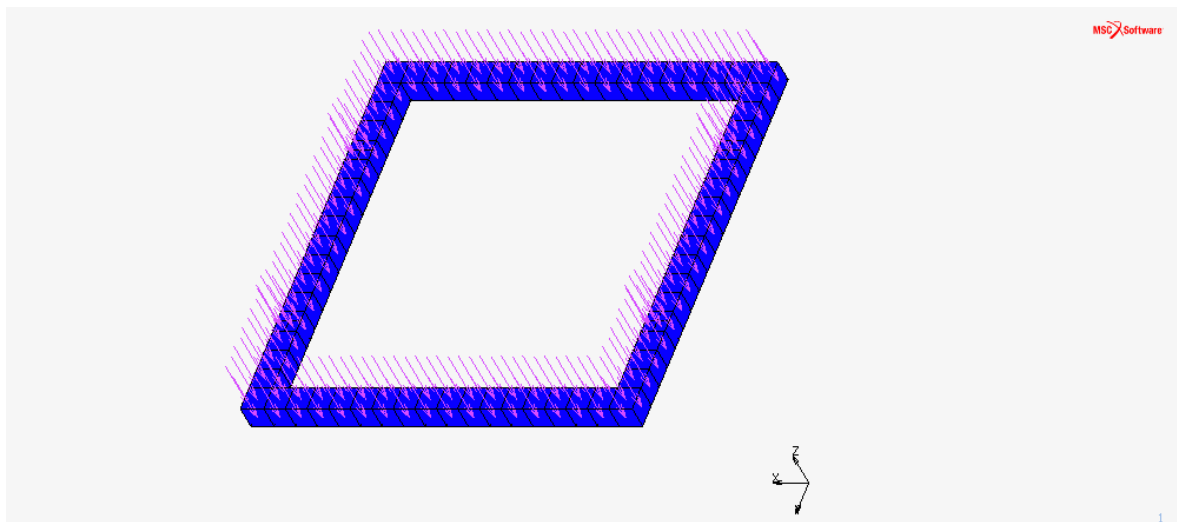
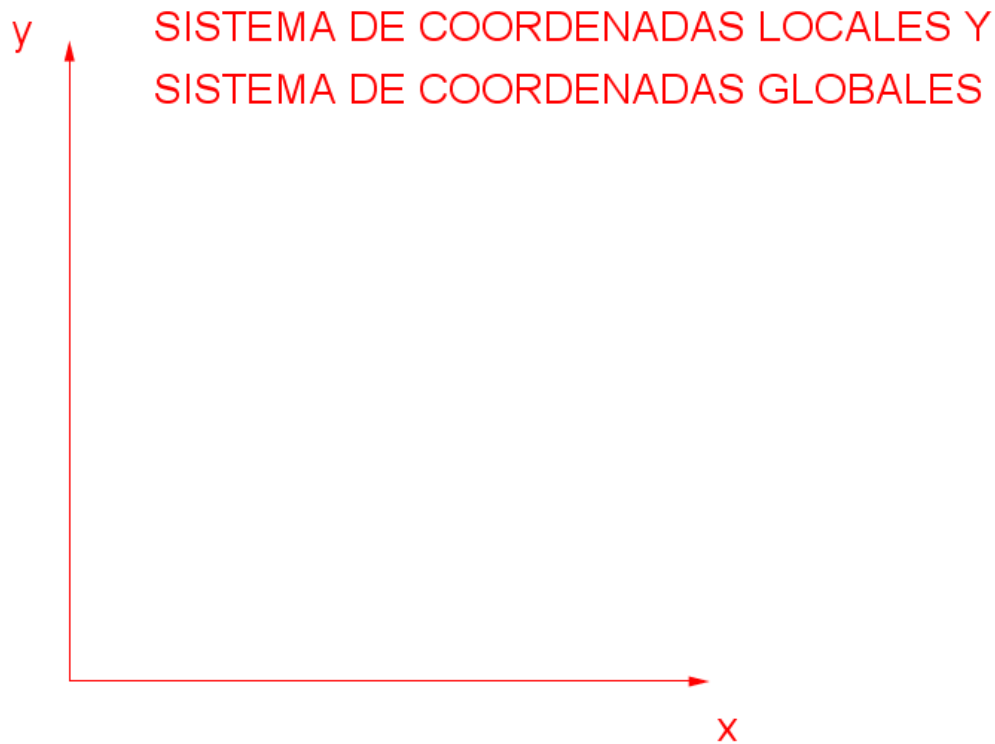


Figura 90: Efecto de la gravedad de la plataforma.

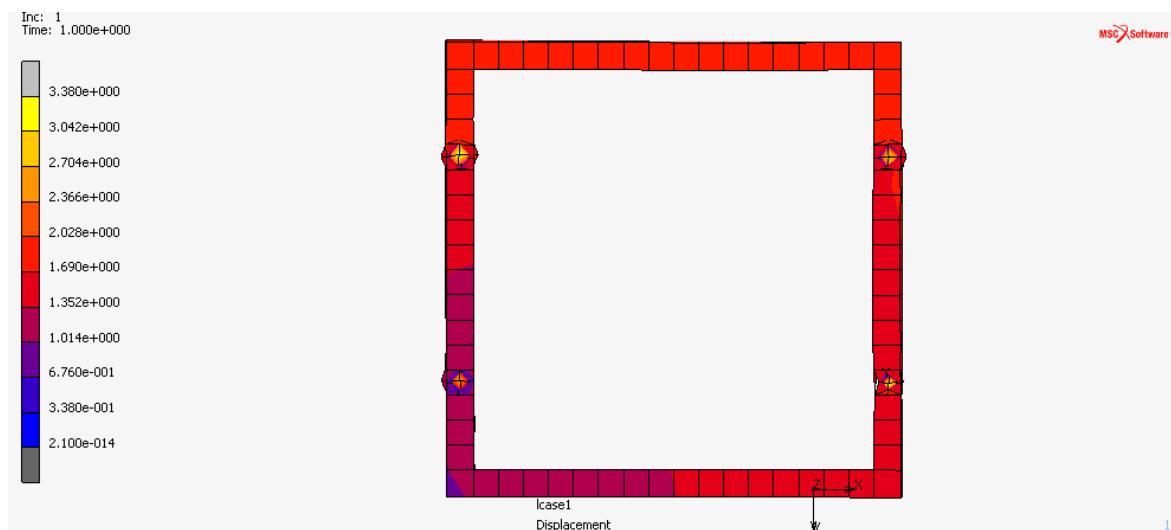
Una vez acabado el modelo y especificado las condiciones iniciales a las que se encontrará y el material por el cual estará compuesto el brazo mecánico se interpretarán las consecuencias que tendrá la plataforma al estar sometido a las condiciones de trabajo.

Para interpretar bien los resultados lo primero que se hará será definir el sistema de coordenadas. Si no se define el sistema de coordenadas, los resultados se darán en el sistema de coordenadas globales. Si se define según la posición del modelo a analizar el eje de coordenadas que se usará sera local. Por tanto, según que tipos de resultados se requieren se utilizará un sistema de coordenadas globales o locales.

En este caso, el eje de coordenadas globales y el eje de coordenadas locales coinciden y son el mismo sistema de coordenadas.



#### 4.1. DESPLAZAMIENTO TOTAL



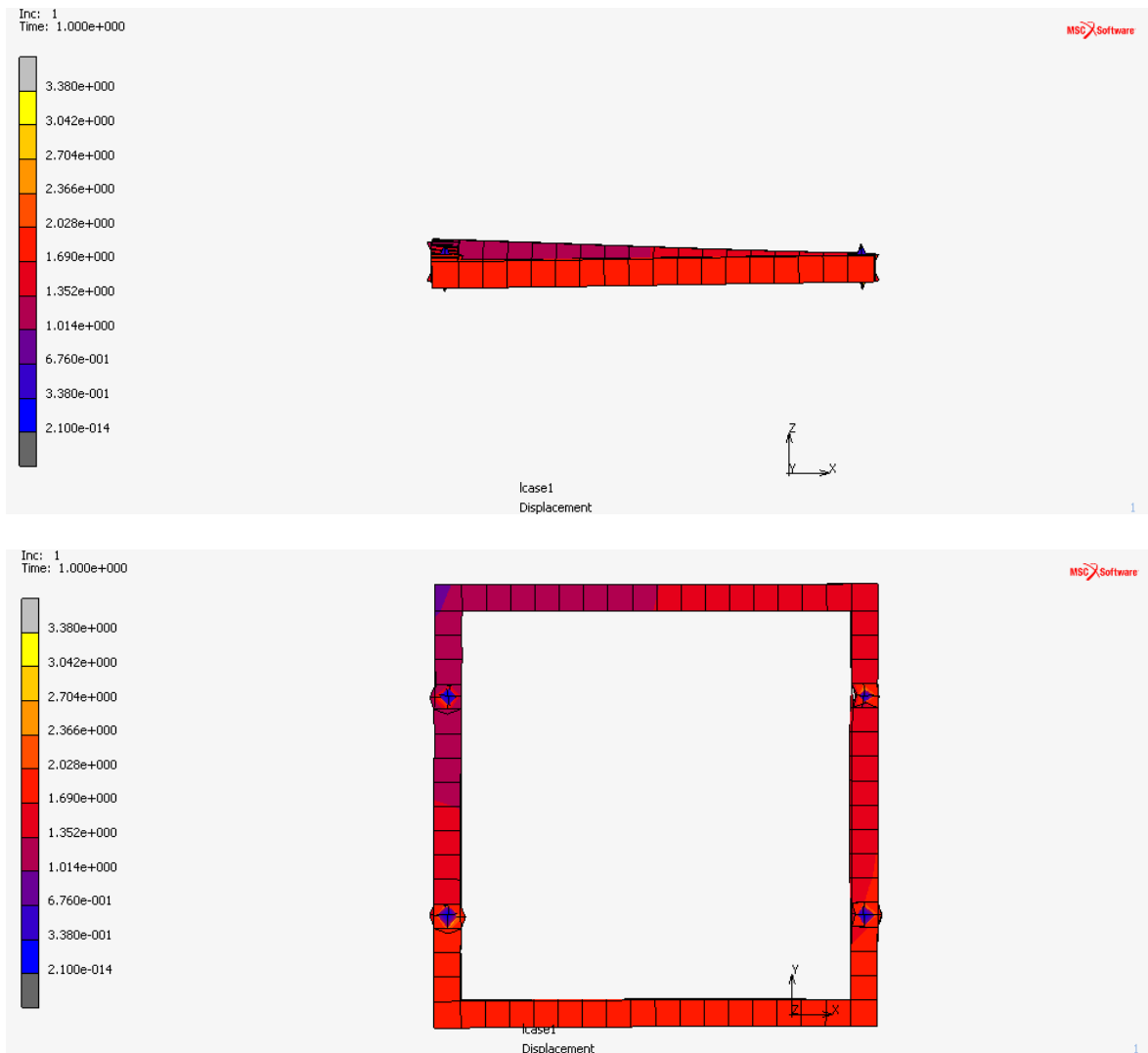


Figura 91: Desplazamiento total de la plataforma.

## 4.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z. FLECHA MÁXIMA DEL BRAZO MECÁNICO

En el desplazamiento que tendrán todos los puntos en el eje z por la deformación causada por las cargas que intervienen en la plataforma durante su funcionamiento. Este desplazamiento está definido en coordenadas locales y el eje y será el que indica la flecha máxima de este elemento. En las condiciones de diseño de la plataforma se indica como la flecha máxima que se puede permitir será la siguiente:

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm}$$

### FLECHA DE LA PLATAFORMA CON PERFIL TUBULAR



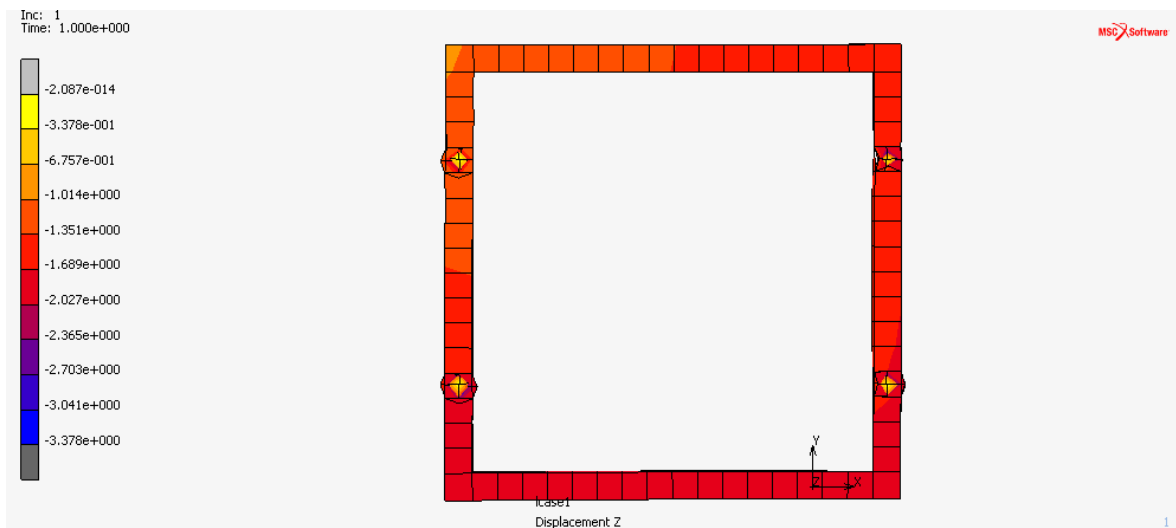
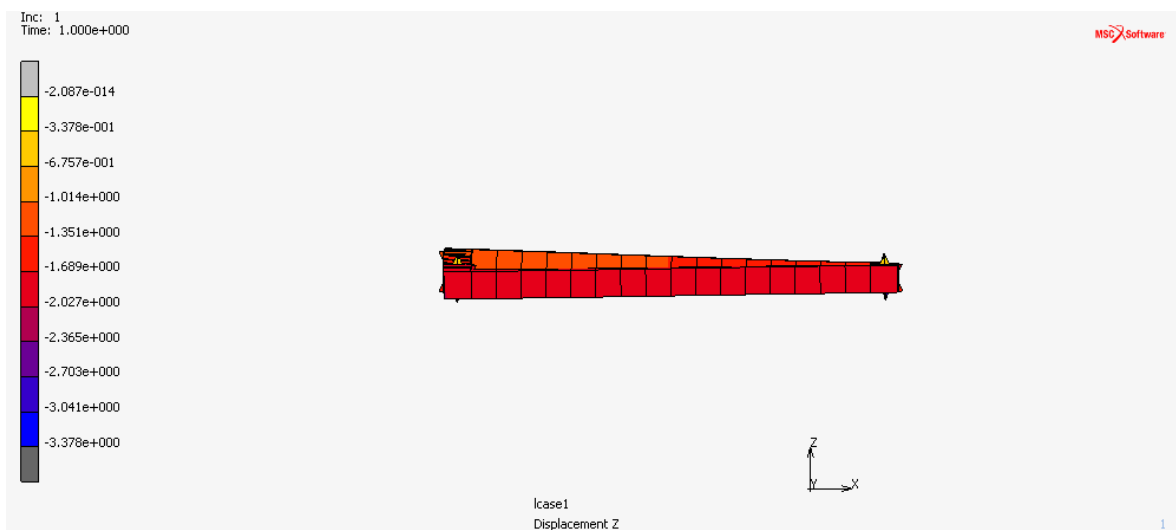
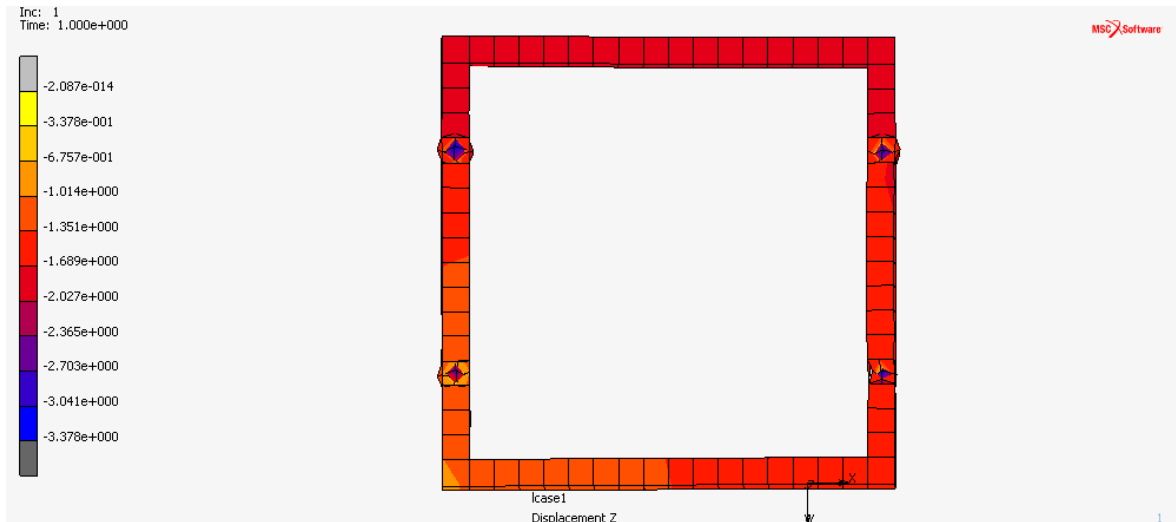


Figura 92: Flecha máxima de la plataforma.

En este caso, la plataforma estará formada por perfiles tubulares cuadráticos de espesor de 6 milímetros. Con este espesor la máxima deformación en el eje local z o la flecha máxima que la plataforma, como se ve en la figura anterior será de –

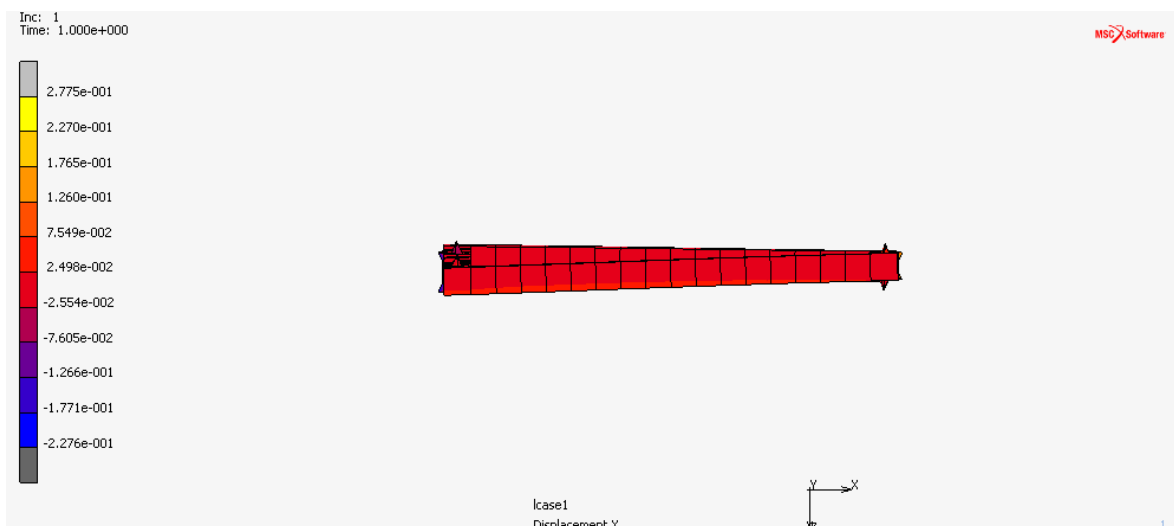
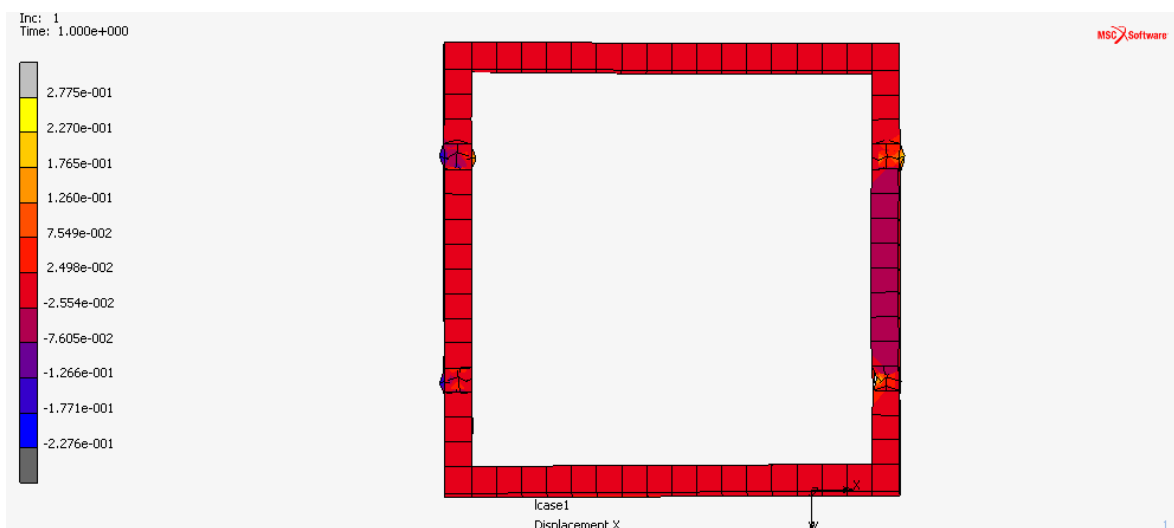
3,378 milímetros. El signo menos es indicativo de que este elemento móvil flexiona para abajo a causa de las cargas que deberá soportar el brazo mecánico.

Por tanto, la flecha de este eslabón es de 3,378 milímetros y por tanto, este modelo de plataforma no sobrepasa esta flecha máxima admisible que es de 4 milímetros.

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm} > 3,378 \text{ mm}$$

Por tanto, no habrá que rebajar la flecha de este elemento porque la flecha de la plataforma entra entre los límites la flecha máxima admisible. Por ello no habrá que tener en cuenta ninguna técnica que sea capaz de mejorar la flecha.

### 4.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X



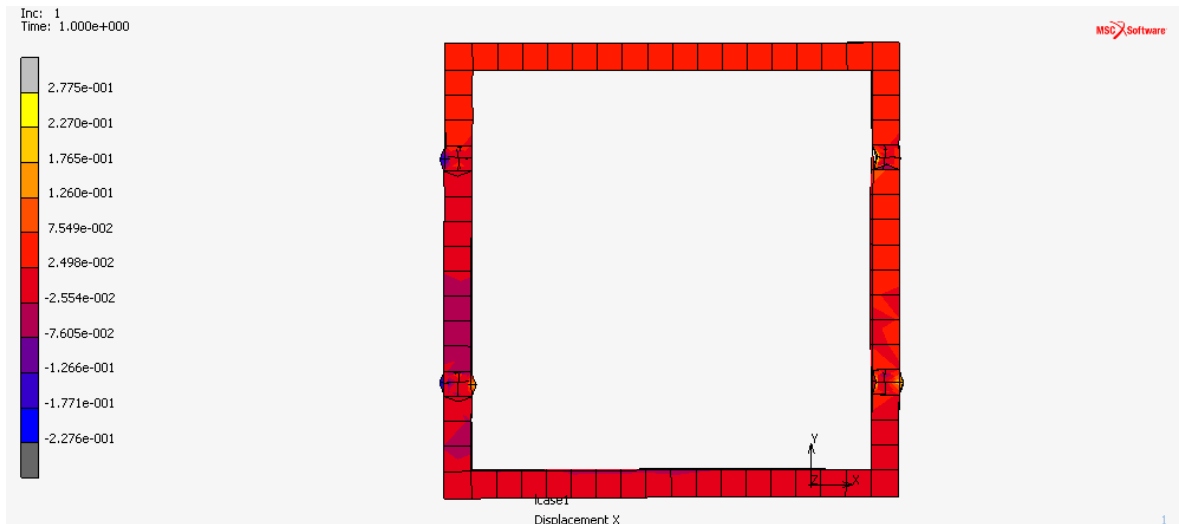
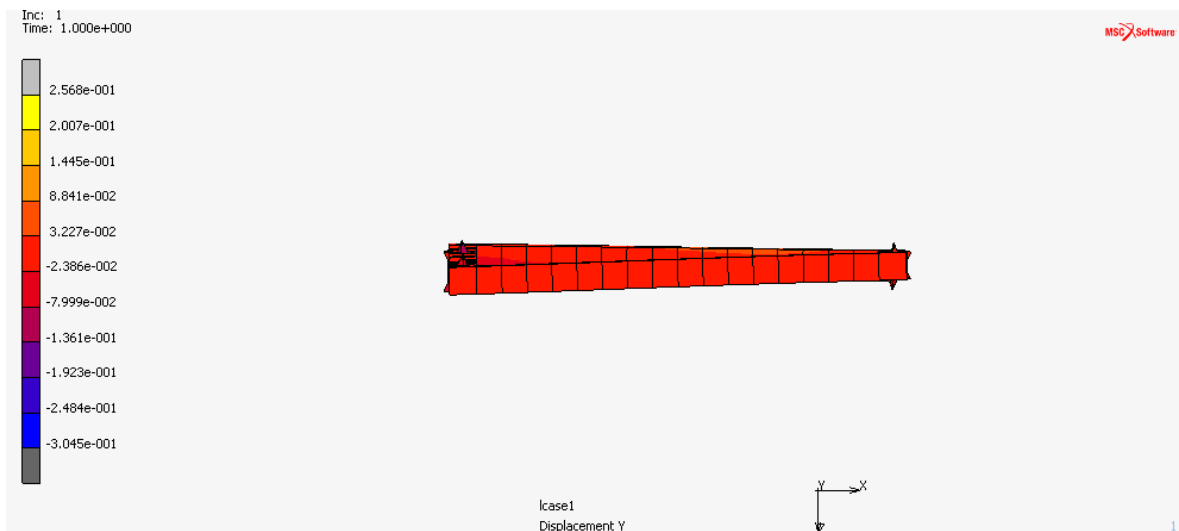
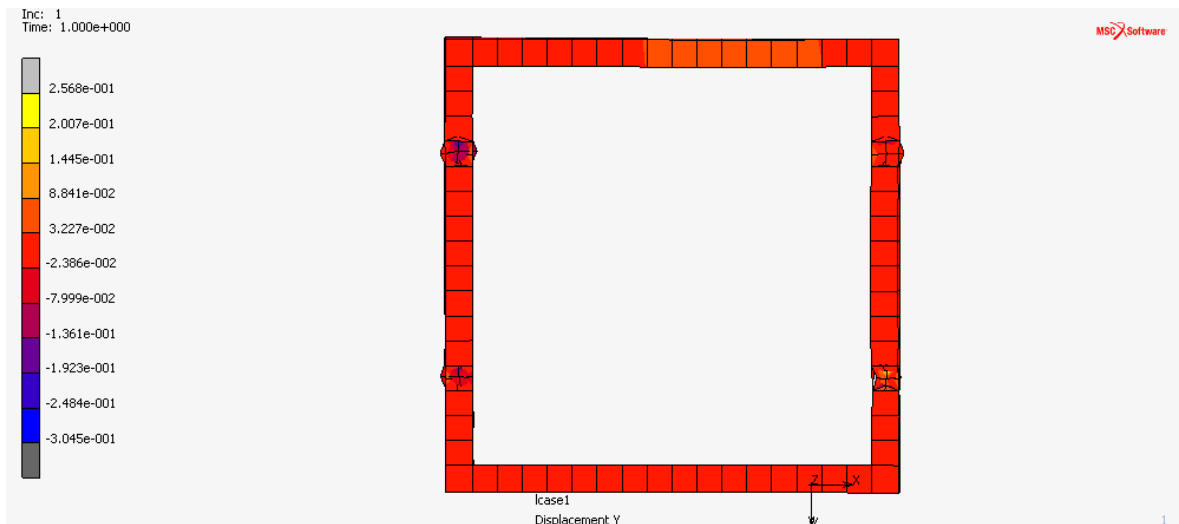


Figura 93: Desplazamiento en el eje x de la plataforma.

#### 4.4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y



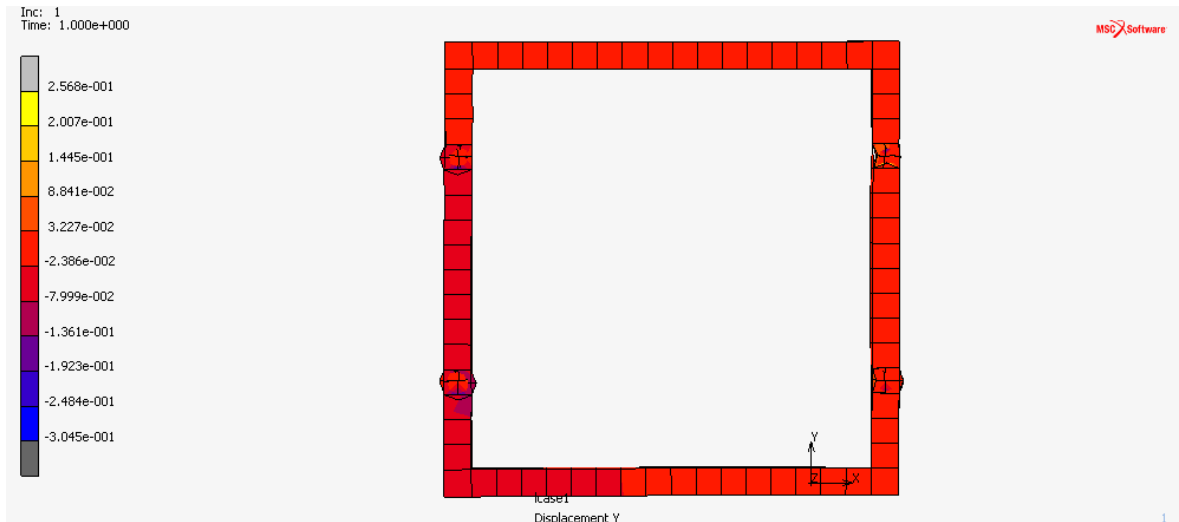
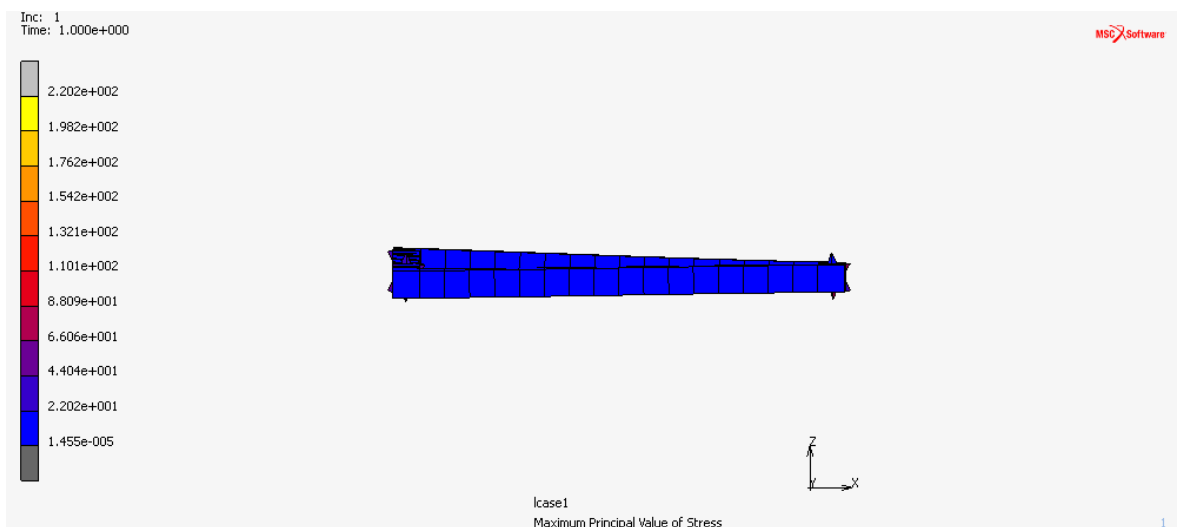
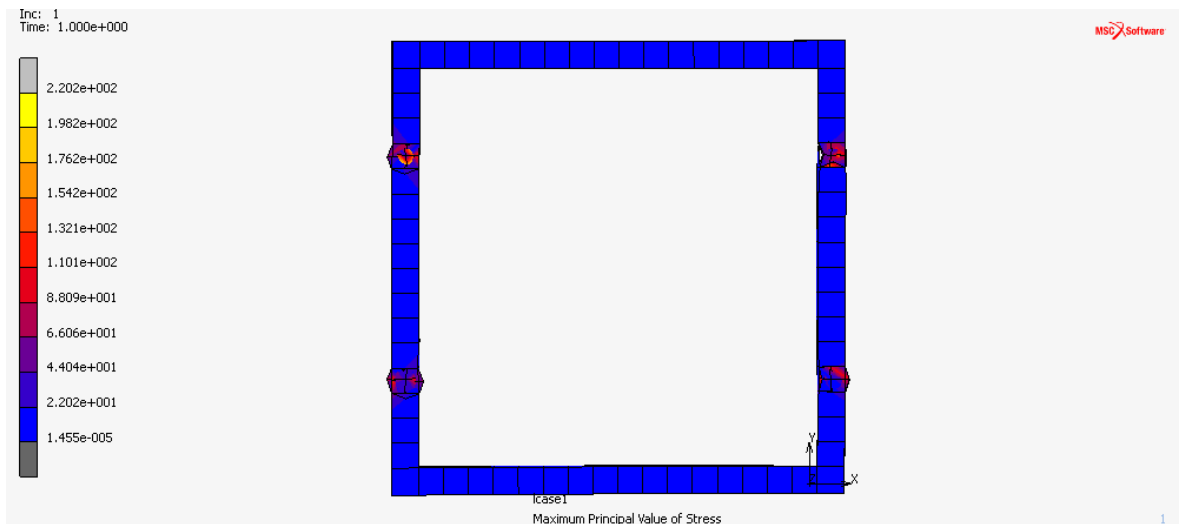


Figura 94: Desplazamiento en el eje y de la plataforma.

### 4.5. TENSIÓN MÁXIMA EN CADA PUNTO DE LA PLATAFORMA



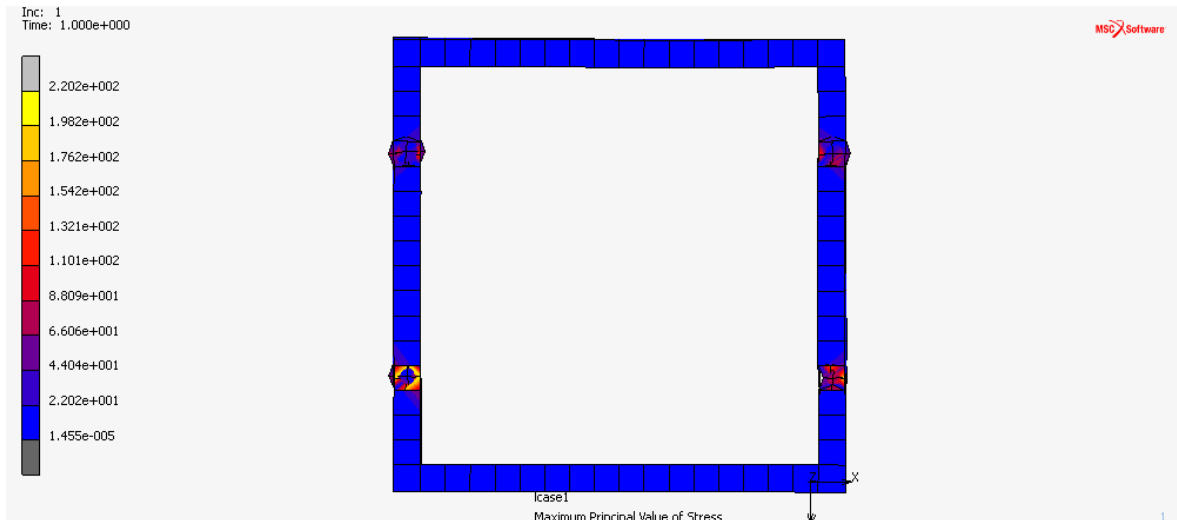


Figura 95: Tensiones máximas en la plataforma.

El acero elegido para la construcción de la plataforma mediante perfiles tubulares cuadrados es el acero S 275. Por tanto, esto quiere decir que la máxima tensión admisible sin sobrepasar el límite elástico del acero será de 275 MPa. En este caso se da que el valor de la máxima tensión de cualquier punto de la plataforma será de 220,2 MPa. Esto refleja que la plataforma será capaz de aguantar sin plastificarse ( $220,2 \text{ MPa} < 275 \text{ MPa}$ ).

## GUÍAS LINEALES

### 1. INTRODUCCIÓN

Las guías lineales permiten un tipo de movimiento que utiliza elementos de rodadura tales como bolas o rodillos. Utilizando la recirculación de estos elementos entre el raíl y los patines, las guías lineales pueden alcanzar un alto nivel de precisión en su recorrido. Comparadas con los sistemas tradicionales, las guías de recirculación de bolas y de rodillos sólo tienen un coeficiente de fricción de 1/50. Debido a la configuración de arco circular de cuatro hileras, las guías lineales pueden soportar cargas en dirección radial, radial inversa y lateral. Con estas características, las guías lineales mejoran mucho la precisión del movimiento, especialmente cuando en la aplicación también se utilizan husillos de recirculación de bolas.

### 2. VENTAJAS Y CARACTERÍSTICAS DE LAS GUÍAS LINEALES

#### 1- Alta Precisión de Posicionamiento

Cuando una carga es conducida por una guía lineal, la fricción que existe entre la carga y la bancada, es la fricción que producen las bolas o los rodillos. El coeficiente de fricción es sólo el 1/50 del coeficiente de fricción de los sistemas de guiado tradicionales, y la diferencia entre los coeficientes de rozamiento de las cargas dinámica y estática es muy pequeña. Por lo tanto, no habría deslizamiento de la carga mientras ésta está en movimiento.

#### 2- Larga Vida Útil con Movimiento de Alta Precisión

Con un carro lineal tradicional, los errores en precisión están causados por el flujo a contracorriente que genera la película de lubricante. Por otra parte, la lubricación insuficiente genera desgaste en dichas superficies. Todo esto, los vuelve cada vez más imprecisos. En contraste, los elementos de rodadura como las bolas y los rodillos, tienen poco desgaste y garantizan una alta precisión de desplazamiento con una larga vida útil y un movimiento suave.

### 3- Es Posible Alcanzar una Alta Velocidad con Poca Potencia

Esto es posible porque las guías lineales tienen un bajo coeficiente de fricción, y por ello necesitan poca potencia para mover una carga. Esto da como resultado un gran ahorro energético, especialmente en las partes móviles de la aplicación.

### 4- Misma Capacidad de Carga en Todas las Direcciones

Con este diseño especial, las guías lineales pueden soportar cargas en sentido vertical u horizontal. Los carros lineales convencionales, sólo soportan pequeñas cargas y en la dirección paralela a la superficie de contacto. Los sistemas tradicionales son inapropiados para soportar cargas en diferentes direcciones.

### 5- Fácil Montaje

El montaje de las guías lineales es realmente fácil. Rectificando la bancada, siguiendo el procedimiento recomendado para su instalación y ajustando los tornillos con el par de apriete indicado, se puede alcanzar un movimiento lineal de alta precisión.

### 6- Fácil Lubricación

En los sistemas de guiado tradicional, la lubricación insuficiente causa desgaste en las superficies de contacto. Resulta difícil, en éstos sistemas, abastecer de suficiente lubricación a las superficies de contacto porque no es fácil encontrar un punto de lubricación apropiado. Con las guías lineales de recirculación de bolas o de rodillos, la grasa es muy fácilmente suministrada a través del engrasador que lleva incorporado el patín. Es posible también, utilizar un sistema de lubricación centralizado, conectando un adaptador especial al sistema de lubricación.

### 7- Intercambiabilidad

Comparadas con los tradicionales sistemas de carros cuadrados o en forma de V, las guías lineales pueden ser cambiadas con mucha facilidad. En caso de necesitar una clase de precisión muy elevada, se recomienda pedir un sistema conjunto de patín y raíl montados y no intercambiables.

## 3. SELECCIÓN DE LAS GUÍAS LINEALES

Para calcular el tipo de guías lineales adecuadas para poder transportar el brazo mecánico uno de los datos que habrá que calcular será las reacciones que deberán soportar cada rueda de la plataforma. La plataforma estará formada por cuatro ruedas y

el peso de la totalidad del brazo mecánico se repartirá entre las cuatro ruedas. Por tanto, la carga soportada por cada rueda en cada eje de coordenadas será la siguiente:

$$\text{Carga soportada eje } x = 206,5 \text{ N} = -0,2065 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } y = -48865,9 \text{ N} = -48,866 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } z = 0,075 \text{ N} = 0,000075 \text{ kN}$$

Vistas las cargas estáticas soportadas por cada rueda o patín, como la plataforma estará compuesta por cuatro ruedas se verá la carga estática total que deberá soportar la plataforma móvil:

$$\text{Carga soportada eje } x = -826 \text{ N} = -0,826 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } y = -195463,6 \text{ N} = -195,4636 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } z = 0,3 \text{ N} = 0,0003 \text{ kN}$$

$$\text{Carga total soportada} = \sqrt{(-0,826 \text{ kN})^2 + (-195,4636 \text{ kN})^2 + (0,0003 \text{ kN})^2} = 195,465 \text{ kN}$$

Habría que elegir unas guías que sean capaces de soportar esta carga estática.

$$C_o = 195,465 \text{ kN}$$

Para ello habrá que fijarse que el valor  $C_o$  de la guía lineal seleccionada en las tablas sea mayor que  $195,465 \text{ kN}$ . La tabla en la que habrá que fijarse será la representada a continuación.

Modelo N°.	Dimensiones (mm)				Dimensiones del Patín (mm)										Dimensiones del Raíl (mm)										Tornillo de Montaje	Capacidad de Carga Dinámica C(kN)	Capacidad de Carga Estática C <sub>0</sub> (kN)	Máximo Momento Estático			Peso				
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	G	Mx1	T	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	W <sub>0</sub>	H <sub>0</sub>	D	h	d	P	E	M <sub>x</sub>				M <sub>y</sub>	M <sub>z</sub>	Patín kg	Raíl kg/m				
HGH 15CA	28	4.3	9.5	34	26	4	26	39.4	61.4	10	4.85	5.3	M4x5	6	7.95	7.7	15	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	11.38	16.97	0.12	0.10	0.10	0.18	1.45				
HGH 20CA	30	4.6	12	44	32	6	36	50.5	77.5	12.25				6	12	M5x6	8	6	6	20	17.5	9.5	8.5	6	60	20	M5x16	17.75	27.76	0.27	0.20	0.20	0.30	2.21	
HGH 20HA							50	65.2	92.2	12.6																									
HGH 25CA	40	5.5	12.5	48	35	6.5	35	58	84	16.8				6	12	M6x8	8	10	9	23	22	11	9	7	60	20	M6x20	26.48	36.49	0.42	0.33	0.33	0.51	3.21	
HGH 25HA							50	78.6	104.6	19.6																									
HGH 30CA	45	6	16	60	40	10	40	70	97.4	20.25				6	12	M8x10	8.5	9.5	13.8	28	26	14	12	9	80	20	M8x25	38.74	52.19	0.66	0.53	0.53	0.88	4.47	
HGH 30HA							60	93	120.4	21.75																									
HGH 35CA	55	7.5	18	70	50	10	50	80	112.4	20.6				7	12	M8x12	10.2	16	19.6	34	29	14	12	9	80	20	M8x25	49.52	69.16	1.16	0.81	0.81	1.45	6.30	
HGH 35HA							72	105.8	138.2	22.5																									
HGH 45CA	70	9.5	20.5	86	60	13	60	97	139.4	23				10	12.9	M10x17	16	18.5	30.5	45	38	20	17	14	105	22.5	M12x35	77.57	102.71	1.98	1.55	1.55	2.73	10.41	
HGH 45HA							80	128.8	171.2	28.9																									
HGH 55CA	80	13	23.5	100	75	12.5	75	117.7	166.7	27.35				11	12.9	M12x18	17.5	22	29	53	44	23	20	16	120	30	M14x45	114.44	148.33	3.69	2.64	2.64	4.17	15.08	
HGH 55HA							95	155.8	204.8	36.4																									
HGH 65CA	90	15	31.5	126	76	25	70	144.2	200.2	43.1				14	12.9	M16x20	25	15	15	63	53	26	22	18	150	35	M16x50	163.63	215.33	6.65	4.27	4.27	7.00	21.18	
HGH 65HA							120	203.6	259.6	47.8																									





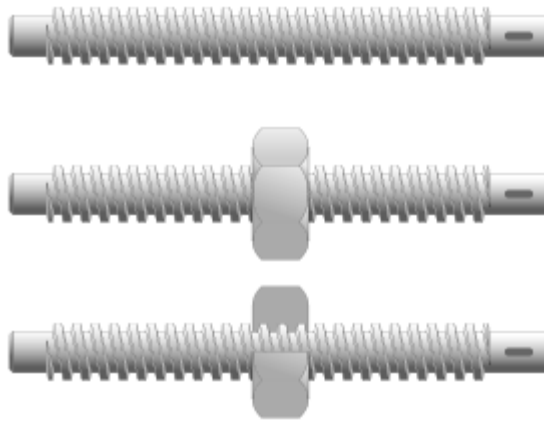
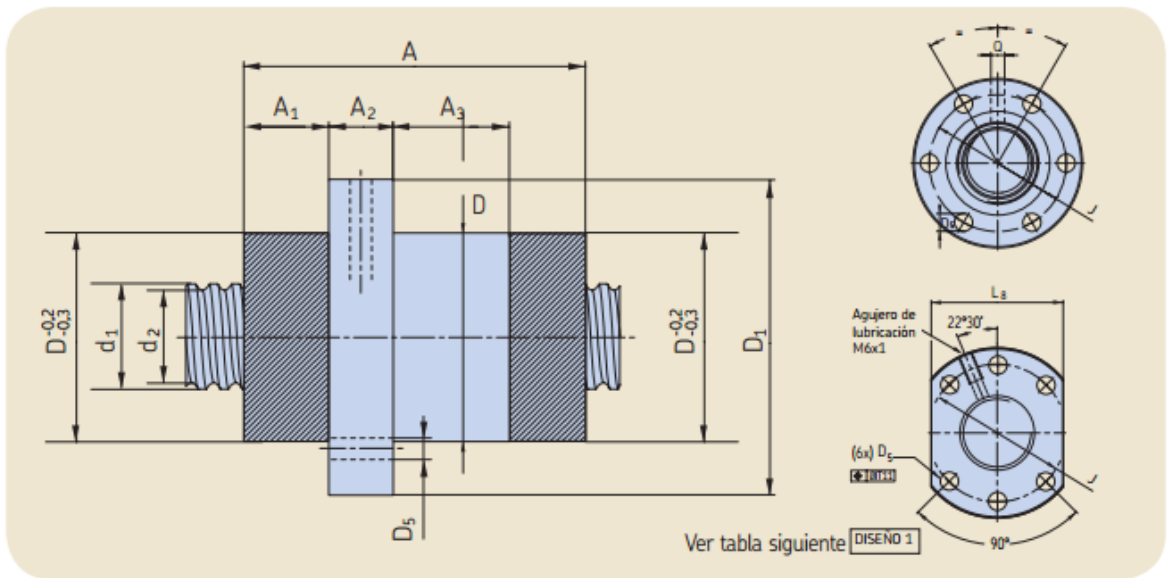


Figura 97: Husillo.

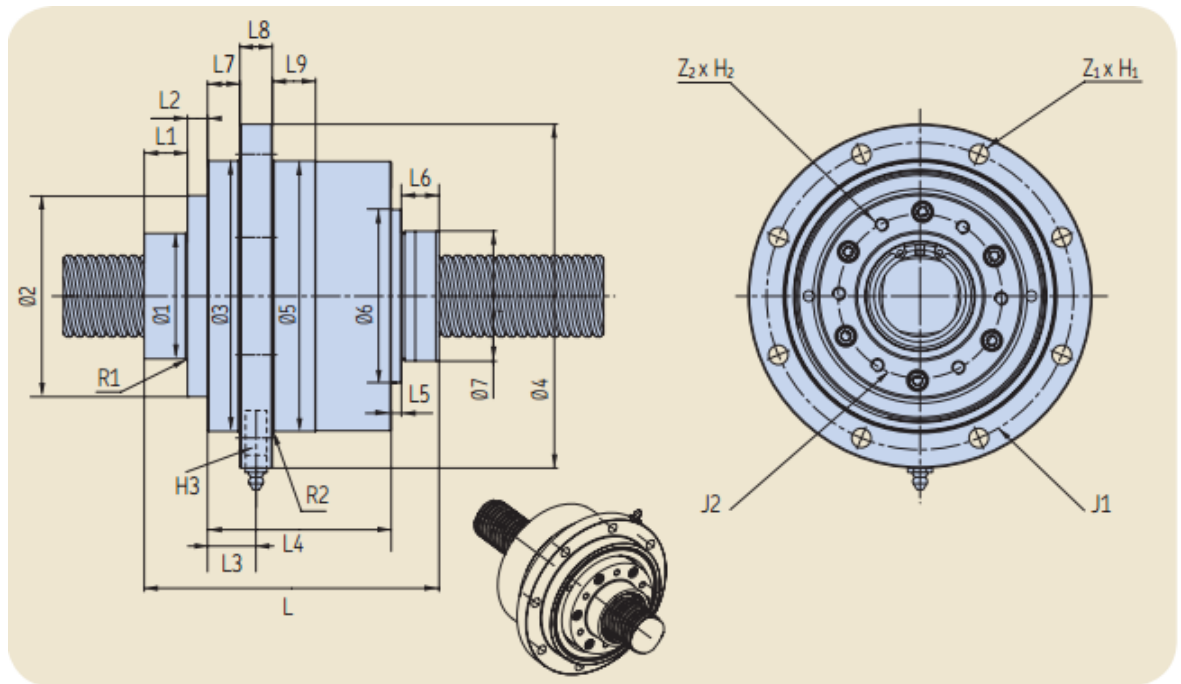
El husillo que se empleará para que la plataforma avance por medio de las guías será un husillo a bolas de la marca SKF. Este husillo a bolas tendrá las siguientes características:

**1. HUSILLO A BOLAS SLT/BLT 50x50**

Diámetro nominal	Paso derecha	Longitud máxima	Número de circuitos de bolas	Coeficientes de carga		SL Juego axial	Par máximo BL Promedio	Peso de la tuerca	Peso del husillo (eje)	Inercia del eje del husillo por metro	Referencia
				$C_s$	$C_{0a}$						
$d_0$	$P_h$	mm		kN	kN	$S_{ap}$	$T_{pr}$	kg	kg/m	kgmm <sup>2</sup> /m	
50	50	5700	4 x 1,7	94,8	238,2	0,12	1,19	3,4	13,2	3560	SL/BL 50 x 50 R



Referencia	Eje del husillo		Tuerca					Agujero de lubricación				
	$d_2$	$d_1$	D	$D_1$	$A_1$	A	$A_2$	$A_3$	J	$L_8$	$D_5$	Q
—	mm											
SL/BL 50 x 50 R	43,5	49,1	85	125	25,5	134,0	25	60	105		6 x 11	M8 x 1



	Ø1	Ø2	Ø3	Ø4	Ø5	Ø6	Ø7	L	L1	L2	L3	L4	L5	L6	L7	L8	L9	R1	R2	J1	J2	Z1xH1	Z2xH2x	H3
Referencia	h8		g6													max		max		mm				
SLT/BLT 50x50	70	120,0	170,0	210	170	110	85	163,3	20	15,5	25,4	100	4,5	23,5	15,7	20	25	1,6	1,6	190	106	8xØ11	6xM6x30	M8x1

**UNIÓN DE LA PLATAFORMA MÓVIL Y EL BRAZO MECÁNICO**

La unión entre la plataforma móvil y el brazo mecánico se hará mediante una unión atornillada. Esta unión estará clasificada en uniones de categoría C, que son las cuales los tornillos que van atornillados en esa unión no deslizan en el estado límite último (E.L.U.). Por tanto en estas uniones se deben usar tornillos pretensados de alta resistencia de grados 8.8 y 10.9. Además, el tipo de material por el que estarán formados los tornillos será el acero S275 JR con las características de la tabla siguiente.

RESISTENCIA DE TORNILLOS SEGÚN CLASES		
Resistencia	$f_{yb}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$f_{ub}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
8,8	640	800

Tabla 15: Tabla de resistencia de tornillos según clases.

CARÁCTERÍSTICAS DE LOS ACEROS (EN 10027-1)		
Designación	$f_{yb}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$f_{ub}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
S275 JR	275	410

Tabla 16: Tabla de características de los aceros.

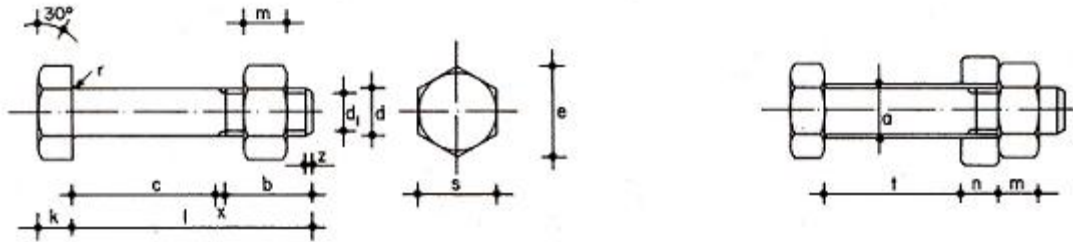


Figura 98: Tornillo pretensado.

En este caso, se usarán cuatro tornillos de grado 8.8 y se calculará que los cuatro tornillos no fallen a deslizamiento en estado límite último (E.L.U.). Para que los tornillos no fallen por deslizamiento en estado límite último (E.L.U.), se utilizarán tornillos de métrica 20 (M-20). Los tornillos de métrica 20 tendrán las siguientes características.

TORNILLOS	VASTAGO			CABEZA			AREA RESISTENTE
	$d_0$ (mm)	$d_1$ (mm)	b (mm)	k (mm)	s (mm)	e (mm)	$A_s$ (cm <sup>2</sup> )
M-20	20	16,933	25	13	30	34,6	2,75

Tabla 17: Tabla de características de los tornillos de M-20.

La longitud mínima del vástago de los tornillos serán 81 mm y por tanto, se cogerá una longitud superior a ella.

Longitud nominal del vástago (mm)	Longitud de la caña c en mm
	M-20
85	55

Tabla 18: Tabla de características de los tornillos de M-20.

Por un lado, se le añadirán dos chapas soldadas a la plataforma base donde se reparten las cargas en la plataforma, en este caso en las cuatro ruedas.

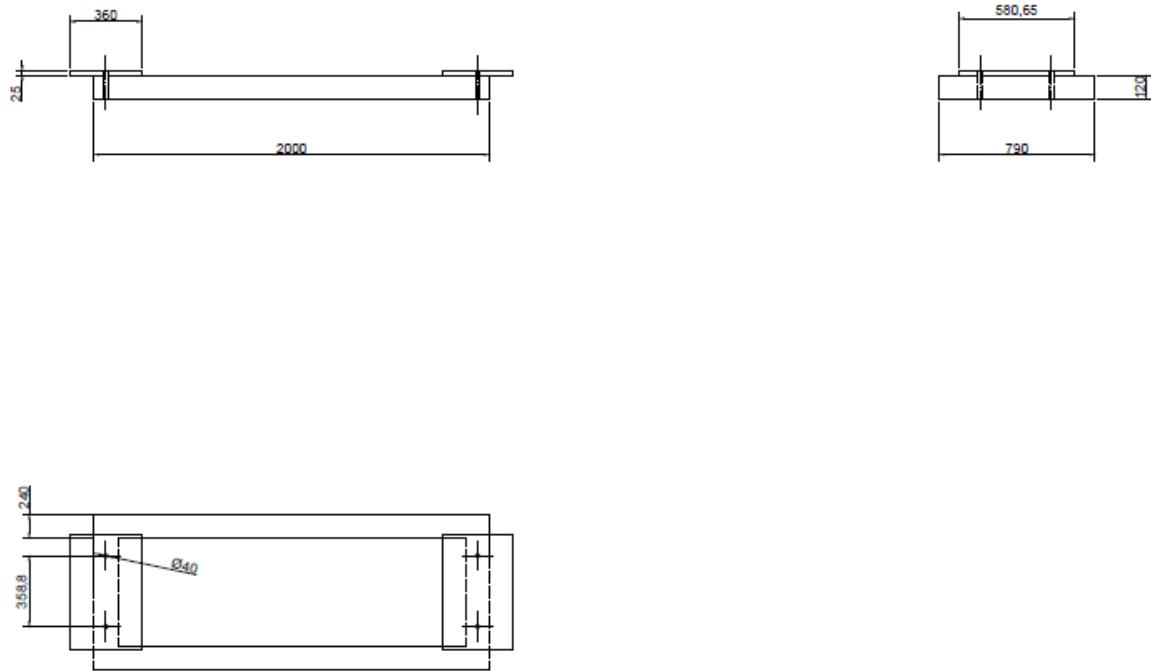


Figura 99: Unión plataforma-chapas.

Por otro lado, se le añadirán dos chapas soldadas a la base del brazo mecánico a la altura de los puntos donde se reparten las cargas en la plataforma, en este caso en las cuatro ruedas.

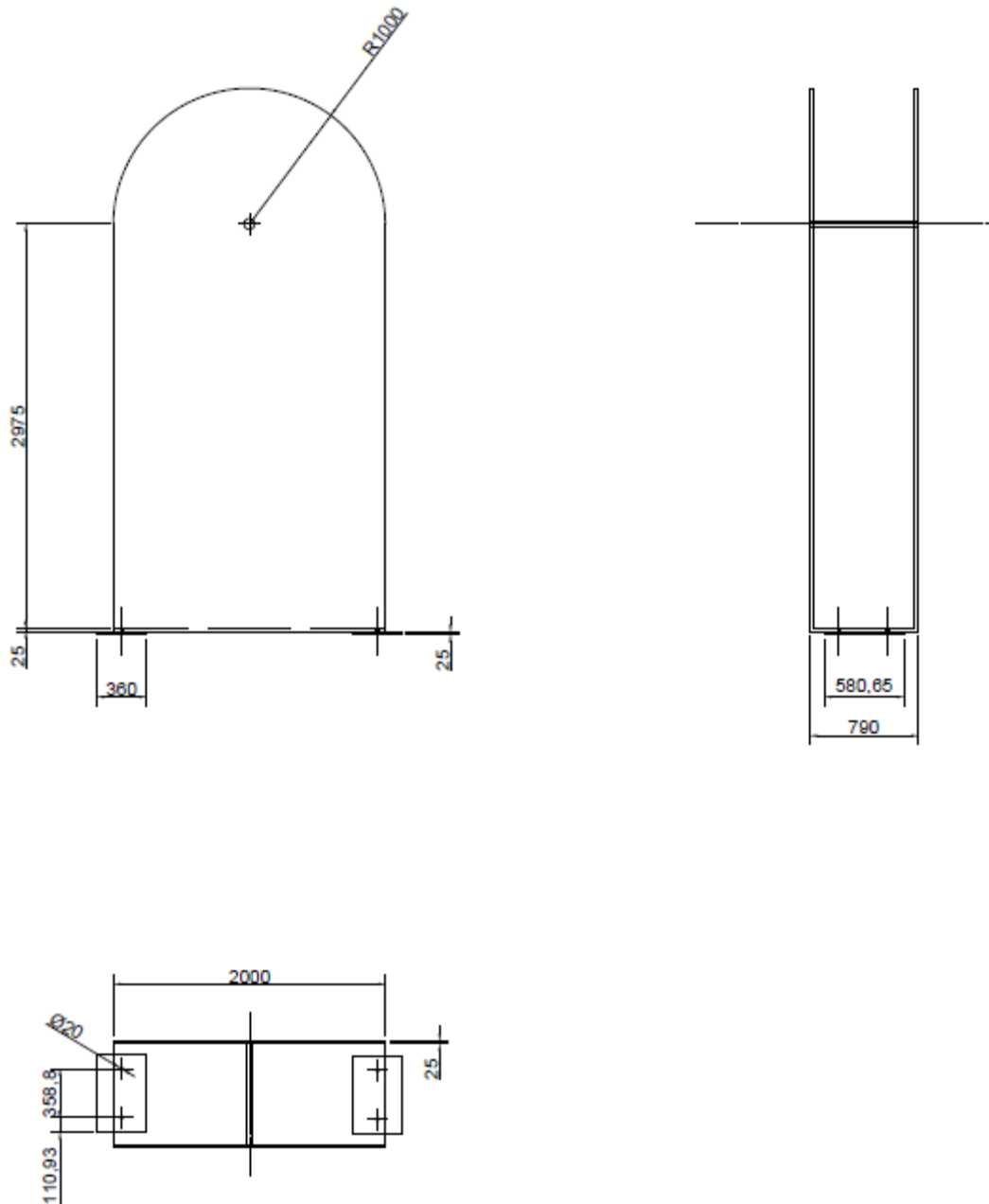


Figura 100: Unión base-chapas.

Por tanto, a la base del brazo mecánico se le suelda una chapa y a la plataforma se le suelda otra chapa. Estas dos chapas irán unidas atornilladas en los puntos donde se distribuirán las cargas en la plataforma. Por ello, estos serán los puntos donde irán atornillados los tornillos. Estos elementos deberán aguantar los esfuerzos cortantes correspondientes a las cargas transmitidas por el brazo mecánico. Estas serán las vistas de la unión entre la plataforma móvil y el brazo mecánico.

# SOLUCIÓN FINAL

## RESUMEN

Para finalizar, se hará un resumen con todo el proceso de diseño contenido en el proyecto. Partiendo de una idea principal se ha ido construyendo una máquina que cumpliera la función de recoger cajas de las estanterías de un almacén para poder cargarlas en sus respectivos camiones de reparto. El máximo peso de estas cajas será de 500 kg. En primer lugar, se ha hecho un estudio detallado del almacén y de la posibilidad de que la máquina pudiese alcanzar todos los puntos necesarios del almacén a lo largo del eje transversal y longitudinal. Estudiado profundamente el almacén, se ha definido una trayectoria predeterminada que tendría que realizar el brazo para poder llegar a todos esos puntos necesarios. Para elegir una solución de diseño, se han estudiado una serie de alternativas para que el alcance de la máquina en el almacén pudiera ser máximo, como por ejemplo, el uso de un pantógrafo para que mejorará la capacidad de coger altura del brazo o el uso de unas guías lineales para alcanzar mayores cantidad de puntos en el eje longitudinal. Se ha elegido la combinación de construir un brazo mecánico apoyado en una plataforma que a su vez tendrá unas guías lineales para poder tener movilidad. Tras hacer varios bocetos el diseño ha sido cambiado hasta alcanzar uno parecido al de la solución final.

Una vez establecido el diseño general de la máquina, se ha empezado a hacer distintos estudios mecánico para poder detallar más las propiedades y el diseño ella. Los análisis que se han hecho fueron los siguientes: análisis estático, análisis dinámico, que dentro de él se hicieron los análisis cinemático y cinético respectivamente y análisis estructural.

El primer análisis que se ha hecho es el análisis dinámico. Dentro de este estudio se realizan dos análisis más pequeños que son el análisis cinemático y el análisis cinético.

Por un lado, en el análisis cinemático se han estudiado todas las posiciones y trayectorias que va a tener el brazo mecánico y cada elemento del que este formado. Primero se ha calculado de cuantos eslabones tendría que ser el brazo mecánico para poder cumplir con los objetivos y la medida que tendrían que tener. Calculados las medidas óptimas de cada eslabón se calcula la capacidad total de alcance que tendrá el brazo mecánico en el almacén. Para finalizar con este análisis se definirá la trayectoria tomada por el brazo mecánico y se representarán las trayectorias mediante funciones matemáticas.

Por otro lado, en el análisis cinético se has estudiado las velocidades y aceleraciones totales que tendrá el brazo mecánico y todos los elementos por los que este formado. Además, se calcularan las aceleraciones y velocidades angulares a las que estará sometida la máquina.

El segundo análisis que se ha hecho es el análisis estático. Dentro de este estudio se han analizado dos factores. Por un lado, se ha calculado el número de grados de libertad que tiene la máquina a construir y se ha visto como el resultado final ha sido el de un grado de libertad. Esto se ha interpretado como que al introducir una variable de entrada al brazo mecánico todas las posiciones de él estarán fijadas y serán conocidas. Por otro lado, se ha



hecho un análisis estático detallado utilizándose el programa Marc Mentat 2012. Se han estudiado los elementos por los que estará formado el brazo mecánico por separado. Aquí se han estudiado todas las deformaciones y tensiones que serán soportadas por el brazo. Al analizar los resultados de la flecha máxima y tensiones máximas se ha hecho la elección del material por el que finalmente estará formada la máquina que será el acero estructural. Analizado el mecanismo construido por este material se ha visto como la máquina aguantará las tensiones que intervendrán en ella sin pasarse al del límite elástico y la deformación de ella no será tampoco superior a la fijada. También se han calculado las reacciones que soportará el brazo mecánico en todas las uniones de él para posteriormente hacer el cálculo de los accionamientos que tomarán parte en la máquina.

El tercer y último análisis que se hará será el análisis estructural. Dentro de este estudio se han estudiado las distintas alternativas que se han aportado para el diseño del brazo mecánico. Este estudio tendrá la función de optimizar la cantidad de material a emplear, para controlar que el presupuesto no sea demasiado caro.

Analizado la máquina en su totalidad, se han identificado los distintos accionamientos o actuadores para que la máquina pueda cumplir con su objetivo. Los accionamientos que dispondrá la máquina serán los siguientes: cuatro cilindros hidráulicos, seis rodamientos, una corona, dos motores, dos servo-reductores y el elemento terminal, en este caso, una pinza. En el caso de los cilindros hidráulicos se ha calculado el peso que debe aguantar y la carrera que debe tener cada uno de ellos para ejercer con su función. En el caso de los rodamientos como irán colocados en las uniones del brazo mecánico se utilizarán los cálculos estáticos hechos en Marc Mentat 2012 en coordenadas cilíndricas para poder elegir el tipo de rodamiento adecuado que se debe utilizar. Hecha la elección se harán los respectivos cálculos a fatiga de estos elementos para saber cuánto vida tendrán. En el caso de la corona de orientación que servirá para orientar la máquina al lado de trabajo que se quierá se calculará su diseño. En el último caso de accionamientos se tendrá los motores que intervendrán en la máquina. El número de motores necesarios serán dos para así accionar la corona de orientación y las guías lineales en las que irá apoyada la máquina en su totalidad (brazo + plataforma). Aquí se calculará la potencia efectiva que se necesitará para accionar cada elemento y los reductores si fuesen necesarios con su respectiva relación de transmisión.

Para finalizar se analizará el otro elemento principal de la máquina a analizar que será la plataforma. En este estudio se analizarán los objetivos que tendrá la plataforma que será dar movimiento a la máquina a lo largo del eje longitudinal del almacén y así poder alcanzar todas las cajas de la estantería. Fijados los objetivos se hará la elección del diseño de la plataforma. Para ello se elegirá el perfil por el que estará compuesto el elemento que será un perfil de sección cuadrada que soporte todas las reacciones y pesos de la máquina. Conocido el diseño de la plataforma se analizará de forma estática mediante el programa anteriormente mencionado que será el Marc Mentat 2012. Aquí se han estudiado todas las deformaciones y tensiones que serán soportadas por la plataforma. Al analizar los resultados de la flecha máxima y tensiones máximas se ha hecho la elección del material por el que finalmente estará formada la plataforma que será el acero S275. En este apartado también se identificarán los accionamientos necesarios para el movimiento de la plataforma que serán los siguientes: husillo y guías lineales. Las dimensiones del husillo se calcularán mediante la carga que debe soportar sobre él. En el caso de las guías lineales se calculan las reacciones que debe soportar cada patín para así poder elegir la guía lineal óptima. Finalmente, se verá como se unirá el brazo mecánico y la plataforma mediante dos

chapas de acero que irán atornilladas entre ellas y soldadas una a la base del brazo y la otra a la plataforma. Por tanto, se ha calculado la metrica de los tornillos que formarán la unión atornillada.

## CONCLUSIONES

### 1. ANÁLISIS ESTÁTICO

GRADOS DE LIBERTAD	1
FLECHA MÁXIMA DE CADA ESLABÓN	4 mm (Flecha inferior)
TENSIÓN MÁXIMA SOPORTABLE	275 Mpa (Tensiones inferiores))

Tabla 19: Conclusiones análisis estático.

### 2. ANÁLISIS DINÁMICO

MEDIDA ESLABÓN GRANDE	7 m
MEDIDA ESLABÓN PEQUEÑO	2 m
VELOCIDAD ANGULAR DE ENTRADA	10 rad/s
ACELERACIÓN ANGULAR DE ENTRADA	11 rad/s <sup>2</sup>

Tabla 20: Conclusiones análisis dinámico.

### 3. ACCIONAMIENTOS

CILINDRO HIDRÁULICO ENERPAC 1	RR-20048
CILINDRO HIDRÁULICO ENERPAC 2	RR-20048
CILINDRO HIDRÁULICO ENERPAC 3	RC-57
CILINDRO HIDRÁULICO ENERPAC 4	RR-20048
RODAMIENTO SFK 1	NJ 202 ECP
RODAMIENTO SFK 2	NJ 306 ECJ
RODAMIENTO SFK 3	NJ 2208 ECJ
MOTOR SIEMENS 1	1LA5 206 - 2YA80
MOTOR SIEMENS 2	1LA5 184 - 2YA80
SERVO-MOTOR PLANETARIO 1	WITTENSTEIN SP+140
SERVO-MOTOR PLANETARIO 2	WITTENSTEIN SP+60
CORONA DE ORIENTACIÓN	198 DIENTES

Tabla 21: Conclusiones accionamientos.



#### 4. PLATAFORMA

HUSILLO A BOLAS SFK	SLT/BLT 50 x 50
GUÍAS LINEALES HIWIN	HGH 55 HA
TORNILLOS	M-20

Tabla 21: Conclusiones plataforma.

#### SOLUCIÓN GRÁFICA

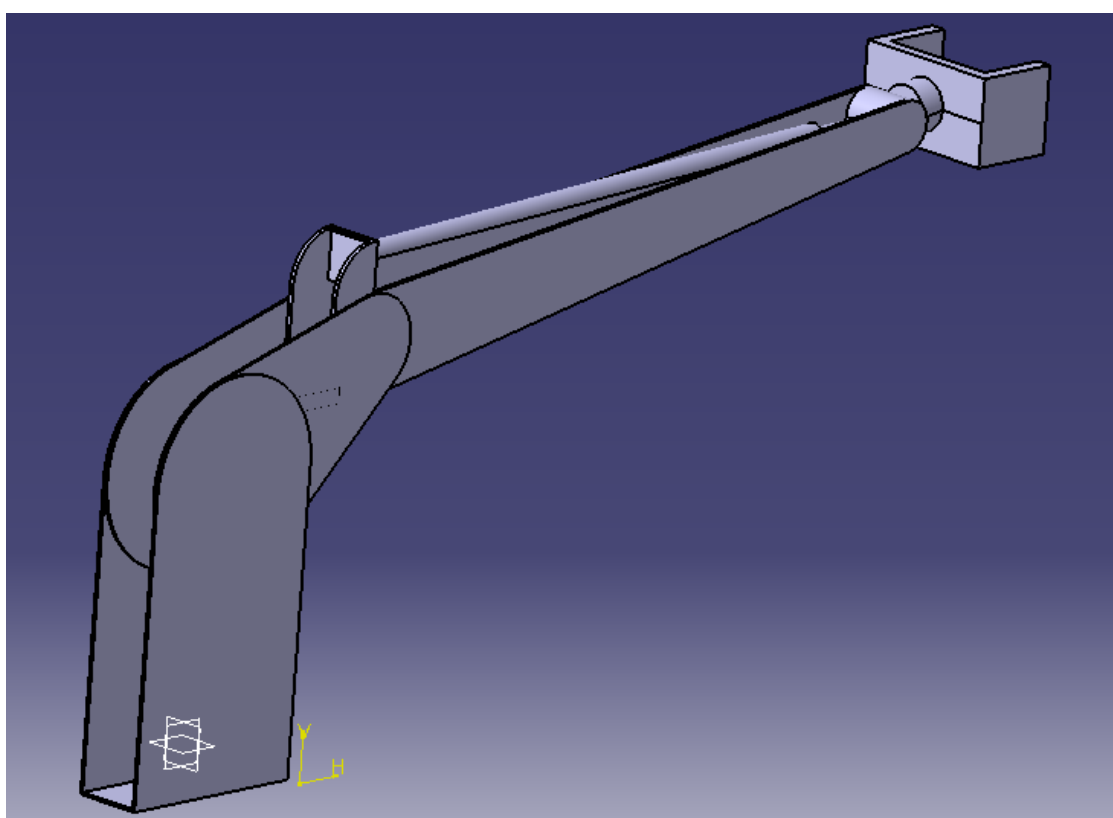


Figura 101: Solución final.

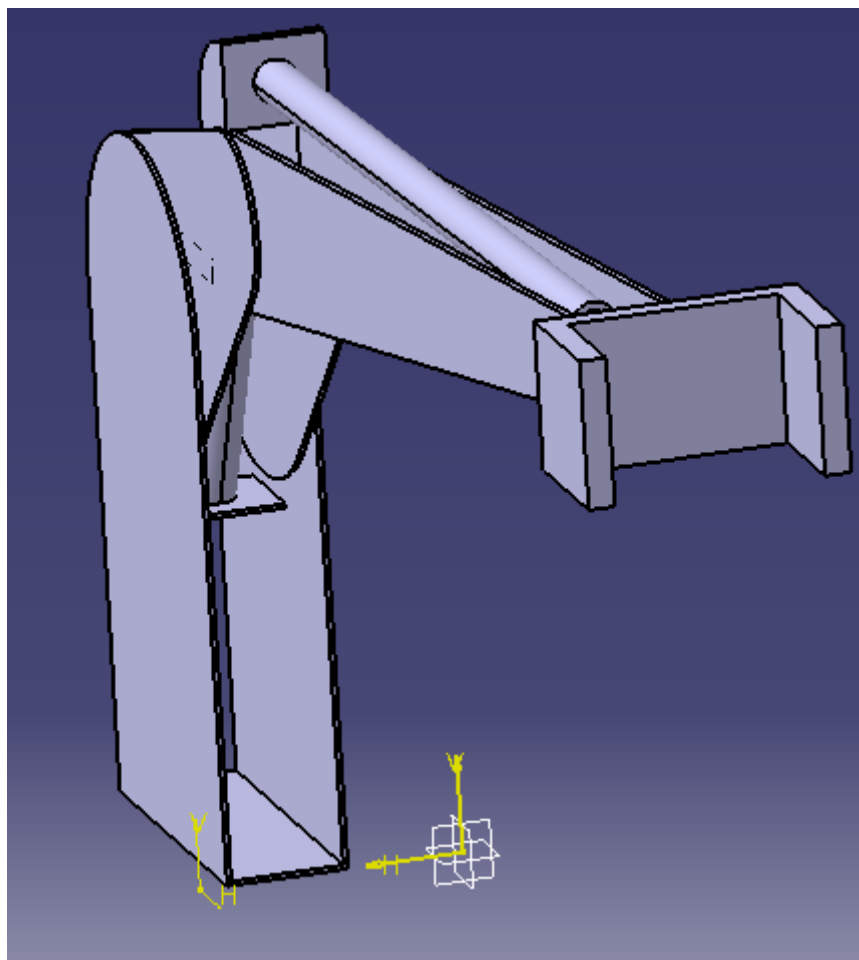


Figura 102: Solución final.

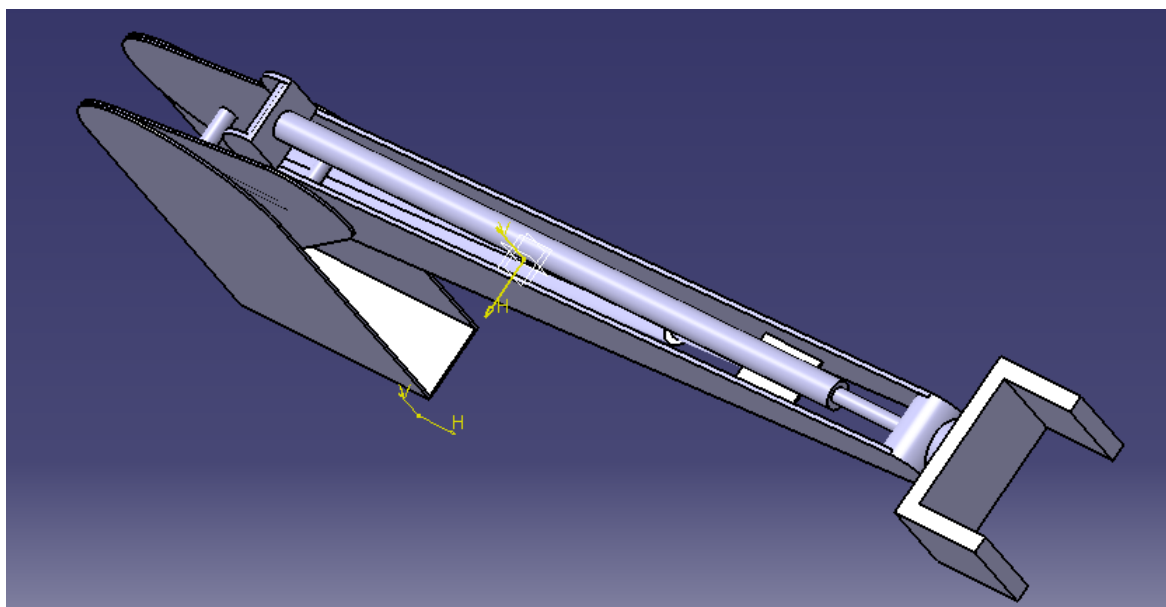


Figura 103: Solución final.

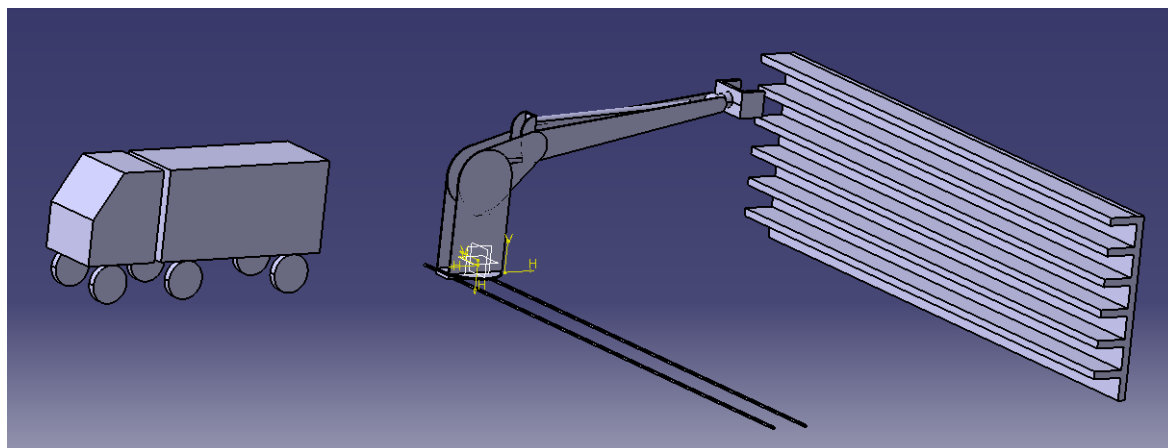


Figura 104: Solución final.

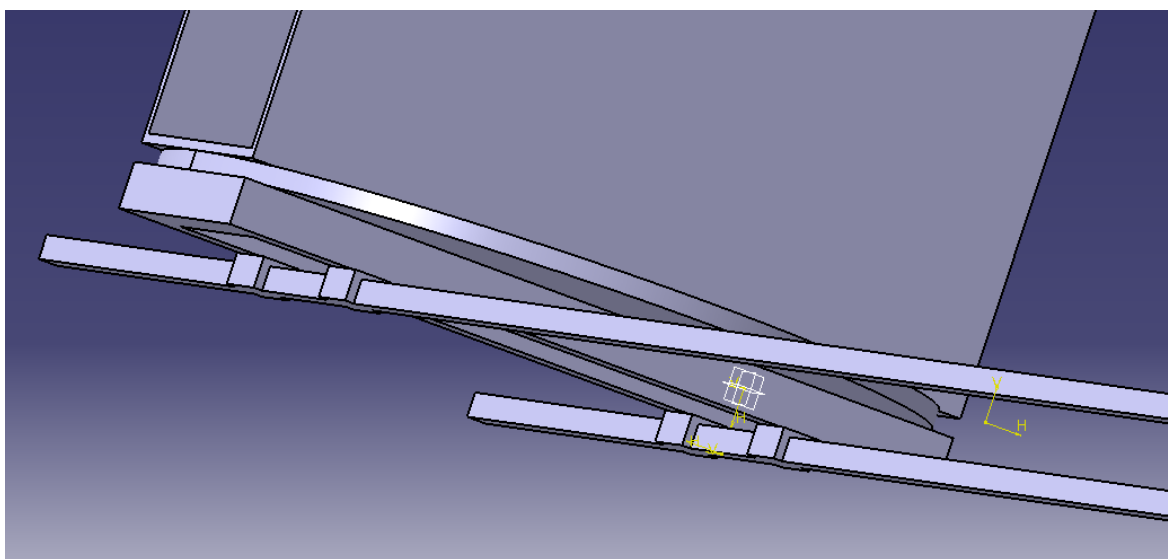


Figura 105: Solución final.

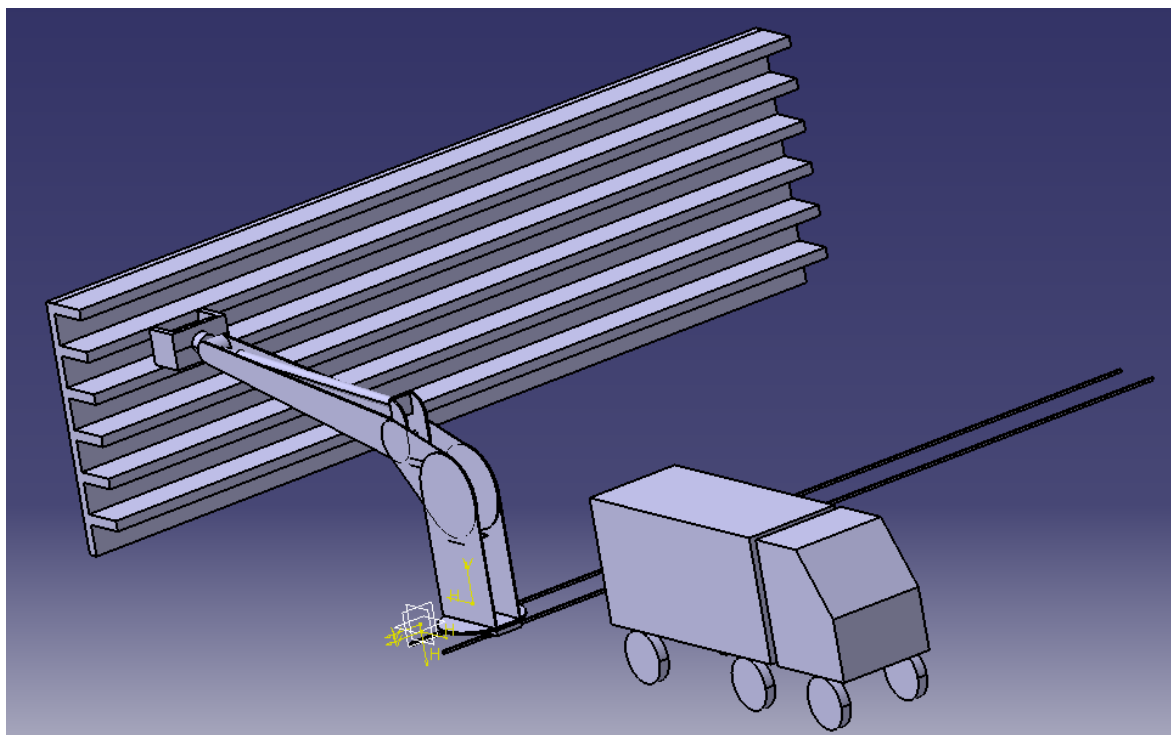


Figura 106: Solución final.

IVAN EZCURDIA RAZQUIN

PAMPLONA, 24 DE JUNIO DEL 2013



**ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE  
TELECOMUNICACIÓN**

**Titulación:**

**INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO**

**Título del proyecto:**

**“BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL”**

**CÁLCULOS Y ANEXOS**

**Ivan Ezcurdia Razquin  
Vanes Estremera Carrera  
Pamplona, junio de 2013**



# INDICE

## ANÁLISIS DINÁMICO

ANÁLISIS CINEMÁTICO .....	7
1. SINTESIS DE POSICIÓN DEL MECANISMO GENERAL.....	7
1.1. PRIMERA TRAYECTORIA RECTA Y HORIZONTAL.....	7
1.1.1. PRIMERA BALDA O ALTURA.....	7
1.1.2. SEGUNDA BALDA O ALTURA .....	7
1.1.3. TERCERA BALDA O ALTURA .....	8
1.1.4. CUARTA BALDA O ALTURA .....	9
1.1.5. QUINTA BALDA O ALTURA .....	9
1.2. SEGUNDA TRAYECTORIA RECTA Y HORIZONTAL .....	10
2. TEOREMA DE CHEBYCHEV .....	11
ANÁLISIS CINÉTICO.....	13
1. ANÁLISIS DE VELOCIDADES.....	13
2. ANÁLISIS DE ACELERACIONES .....	15

## ANÁLISIS ESTÁTICO

PRINCIPIO DE SUPERPOSICIÓN DE FUERZAS APLICADO AL MECANISMO DEL BRAZO MECÁNICO.....	19
1. PRIMER CASO.....	19
2. SEGUNDO CASO.....	20
3. TERCER CASO .....	22
ANÁLISIS ESTÁTICO DE LOS ESLABONES DEL BRAZO MECÁNICO .....	22
1. ESLABÓN GRANDE .....	22
1.1. DESPLAZAMIENTO TOTAL .....	29
1.1.1. ALUMINIO .....	30
1.1.2. ACERO.....	31
1.1.3. CONCLUSIONES DE LA ELECCIÓN DE MATERIAL SEGÚN EL ANÁLISIS ESTÁTICO DE DESPLAZAMIENTO TOTAL .....	32
1.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y. FLECHA MAXIMA DEL BRAZO MECÁNICO ACERO.....	32
1.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X.....	35
1.4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z .....	36
1.5. REACCIONES EN EL EJE X.....	37
1.5.1. ESLABÓN DERECHO .....	37
1.5.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	38



1.6. REACCIONES EN EL EJE Y .....	38
1.6.1. ESLABÓN DERECHO .....	39
1.6.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	39
1.7. REACCIONES EN EL EJE Z .....	40
1.7.1. ESLABÓN DERECHO .....	40
1.7.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	41
1.8. COORDENADAS CILINDRICAS .....	41
1.8.1. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE RADIAL.....	41
1.8.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE TANGENCIAL .....	42
1.8.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE AXIAL .....	43
1.8.4. CONCLUSIONES DE LOS RESULTADOS DE LOS ESFUERZOS EN COORDENADAS CILINDRICAS .....	44
2. ESLABÓN PEQUEÑO .....	45
2.1. DESPLAZAMIENTO TOTAL ACERO .....	49
2.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y. FLECHA MAXIMA DEL BRAZO MECÁNICO ACERO.....	50
2.2.1. FLECHA DEL ESLABÓN CON ESPESOR DE 25 mm.....	51
2.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X .....	52
2.4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z .....	53
2.5. REACCIONES EN EL EJE X .....	54
2.5.1. ESLABÓN DERECHO .....	54
2.5.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	55
2.6. REACCIONES EN EL EJE Y .....	56
2.6.1. ESLABÓN DERECHO .....	56
2.6.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	56
2.7. REACCIONES EN EL EJE Z .....	57
2.7.1. ESLABÓN DERECHO .....	57
2.7.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	58
2.8. COORDENADAS CILINDRICAS .....	59
2.8.1. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE RADIAL.....	59
2.8.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE TANGENCIAL .....	60
2.8.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE AXIAL .....	61
2.8.4. CONCLUSIONES DE LOS RESULTADOS DE LOS ESFUERZOS EN COORDENADAS CILINDRICAS .....	62
3. BASE .....	62
3.1. DESPLAZAMIENTO TOTAL ACERO .....	67
3.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y. FLECHA MAXIMA DEL BRAZO MECÁNICO ACERO.....	68



3.2.1. FLECHA DEL ESLABÓN CON ESPESOR DE 25 mm.....	68
3.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X.....	70
3.4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z.....	71
3.5. REACCIONES EN EL EJE X.....	72
3.6. REACCIONES EN EL EJE Y.....	73
3.7. REACCIONES EN EL EJE Z.....	74

## ACTUADORES

CILINDROS HIDRÁULICOS.....	77
1. TRANSFERENCIA DE MOVIMIENTO ENTRE LA BASE Y EL ESLABÓN PEQUEÑO (CILINDRO HIDRÁULICO 1).....	77
1.1. CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO.....	77
1.1.1. LADO DE MOVIMIENTO IZQUIERDO.....	77
1.1.2. LADO DE MOVIMIENTO DERECHO.....	78
2. TRANSFERENCIA DE MOVIMIENTO ENTRE EL ESLABÓN GRANDE Y EL ESLABÓN PEQUEÑO (CILINDRO HIDRÁULICO 2).....	78
2.1. CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO.....	78
2.1.1. LADO DE MOVIMIENTO IZQUIERDO.....	78
2.1.2. LADO DE MOVIMIENTO DERECHO.....	79
3. TRANSFERENCIA DE MOVIMIENTO ENTRE EL ESLABÓN PEQUEÑO Y LA PINZA O MANO (CILINDRO HIDRÁULICO 3).....	80
3.1.1. LADO DE MOVIMIENTO IZQUIERDO.....	80
3.1.2. LADO DE MOVIMIENTO DERECHO.....	83
4. CILINDRO HIDRÁULICO EXTENSIBLE EN LA MUÑECA (CILINDRO HIDRÁULICO 4).....	84
RODAMIENTOS.....	84
1. RODAMIENTOS EN LAS UNIONES.....	85
1.1. RODAMIENTO EN LA UNIÓN DE LA MUÑECA.....	85
1.1.1. RODAMIENTO NJ 202 ECP.....	86
1.2. RODAMIENTO EN LA UNIÓN DEL CODO.....	86
1.2.1. ESLABÓN DERECHO.....	87
1.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO.....	87
1.2.3. RODAMIENTO NJ 306 ECJ.....	87
1.3. RODAMIENTO EN LA UNIÓN DEL HOMBRO.....	88
1.3.1. ESLABÓN DERECHO.....	88
1.3.2. ESLABÓN IZQUIERDO.....	89
1.3.3. RODAMIENTO NJ 2208 ECJ.....	89
2. REACIONES SOPORTADAS POR LOS RODAMIENTOS.....	90





2.1. REACCIONES DEL RODAMIENTO DE UNIÓN DE LA MUÑECA .....	90
2.1.1. REACCIONES RADIALES.....	90
2.1.1.1. ESLABÓN DERECHO.....	90
2.1.1.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	90
2.1.2. REACCIONES AXIALES .....	91
2.1.2.1. ESLABÓN DERECHO.....	91
2.1.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	91
2.2. REACCIONES DEL RODAMIENTO DE UNIÓN DEL CODO .....	91
2.2.1. REACCIONES RADIALES.....	91
2.2.1.1. ESLABÓN DERECHO.....	91
2.2.1.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	91
2.2.2. REACCIONES AXIALES .....	91
2.2.2.1. ESLABÓN DERECHO.....	91
2.2.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	92
2.3. REACCIONES DEL RODAMIENTO DE UNIÓN DEL HOMBRO .....	92
2.3.1. REACCIONES RADIALES.....	92
2.3.1.1. ESLABÓN DERECHO.....	92
2.3.1.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	92
2.3.2. REACCIONES AXIALES .....	92
2.3.2.1. ESLABÓN DERECHO.....	92
2.3.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO .....	93
3. CÁLCULOS A FATIGA.....	93
3.1. RODAMIENTO COLOCADO EN LA UNIÓN DE LA MUÑECA DEL BRAZO MECÁNICO.....	93
3.2. RODAMIENTO COLOCADO EN LA UNIÓN DEL CODO DEL BRAZO MECÁNICO .....	96
3.3. RODAMIENTO COLOCADO EN LA UNIÓN DEL HOMBRO DEL BRAZO MECÁNICO .....	98
MOTORES .....	100
1. MOTOR PARA EL GIRO DE LA CORONA DE ORIENTACIÓN .....	100
2. MOTOR PARA EL MOVIMIENTO LINEAL DE LAS GUIAS DE LA PLATAFORMA .....	101
<b>PLATAFORMA</b>	
PERFIL POR EL QUE ESTARÁ FORMADA LA PLATAFORMA .....	102
ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA PLATAFORMA .....	102
1. DESPLAZAMIENTO TOTAL .....	106



2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z. FLECHA MAXIMA DEL BRAZO MECÁNICO .....	107
3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X.....	109
4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y .....	110
5. TENSIÓN MÁXIMA EN CADA PUNTO DE LA PLATAFORMA .....	111
GUÍAS LINEALES .....	112
UNIÓN DE LA PLATAFORMA MÓVIL Y EL BRAZO MECÁNICO .....	113
1. CONDICIONES A CUMPLIR.....	113
2. FALLO POR DESLIZAMIENTO.....	113
3. RESISTENCIA AL DESLIZAMIENTO .....	114
4. RESISTENCIA A CORTADURA .....	114

# ANÁLISIS DINÁMICO

## ANÁLISIS CINEMÁTICO

### 1. SINTESIS DE POSICIÓN DEL MECANISMO GENERAL

#### 1.1. PRIMERA TRAYECTORIA RECTA Y HORIZONTAL

##### 1.1.1. PRIMERA BALDA O ALTURA

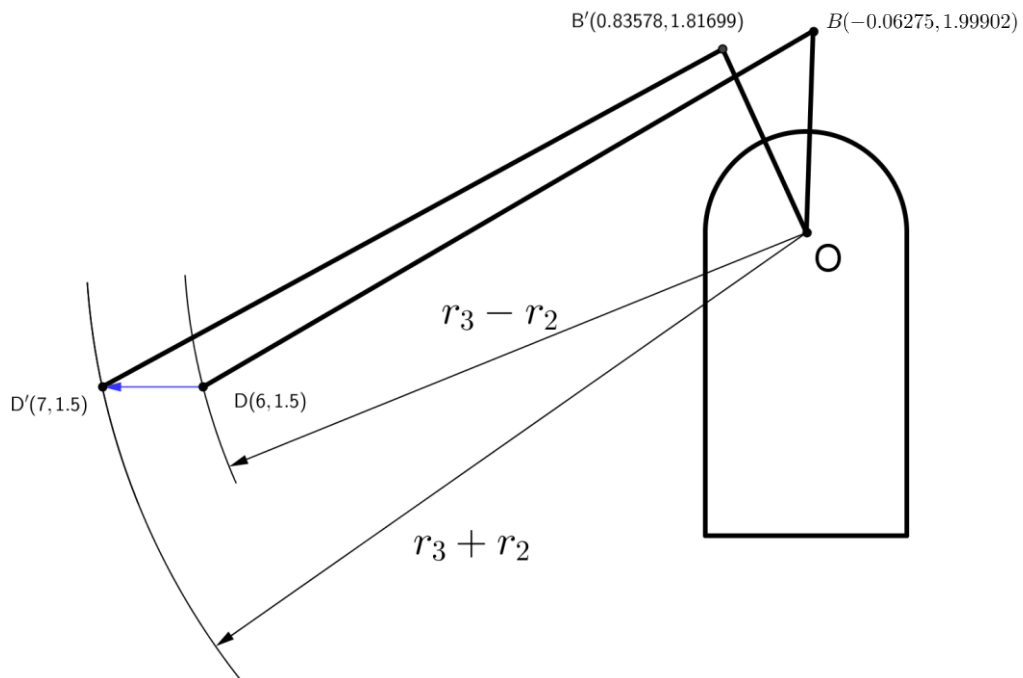


Figura 1: Dimensionamiento de los eslabones. Primera balda.

Punto O (0,3)

$$r_3 - r_2 = 6184,6584 \text{ mm}$$

$$r_3 + r_2 = 7158,9105 \text{ mm}$$

$$r_2 = 487,12605 \text{ mm} ; r_3 = 6671,78445 \text{ mm}$$

##### 1.1.2. SEGUNDA BALDA O ALTURA

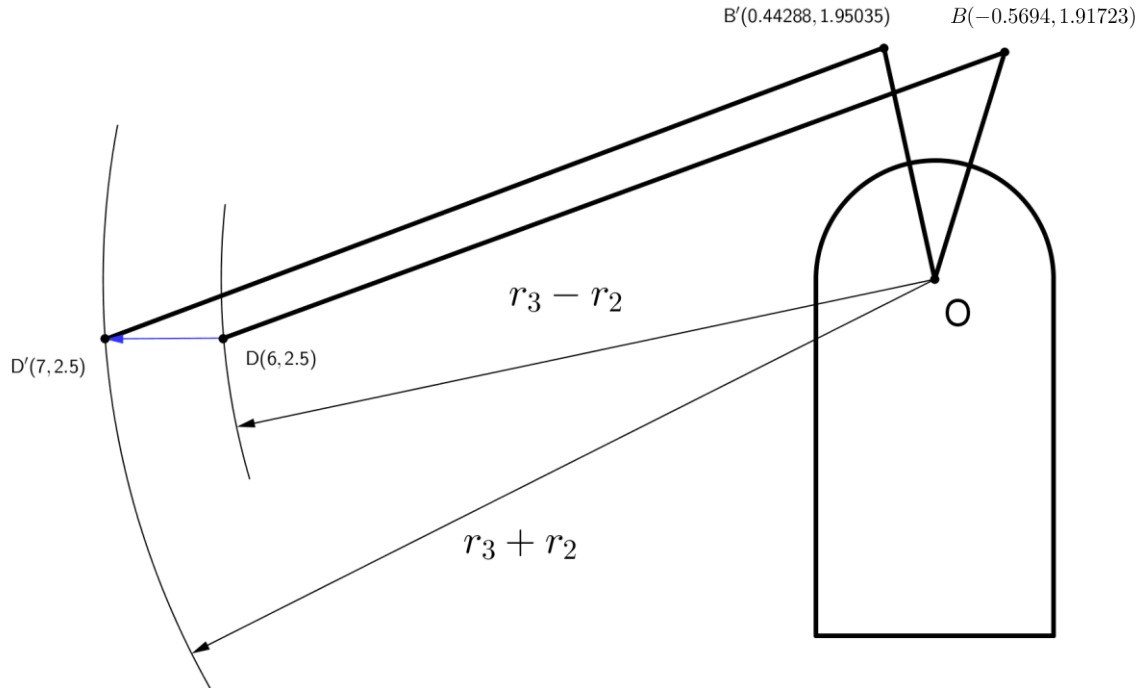


Figura 2: Dimensionamiento de los eslabones. Segunda balda.

Punto O (0,3)

$$r_3 - r_2 = 6020,7973 \text{ mm}$$

$$r_3 + r_2 = 7017,8344 \text{ mm}$$

$$r_2 = 498,51855 \text{ mm} ; r_3 = 6519,31585 \text{ mm}$$

### 1.1.3. TERCERA BALDA O ALTURA

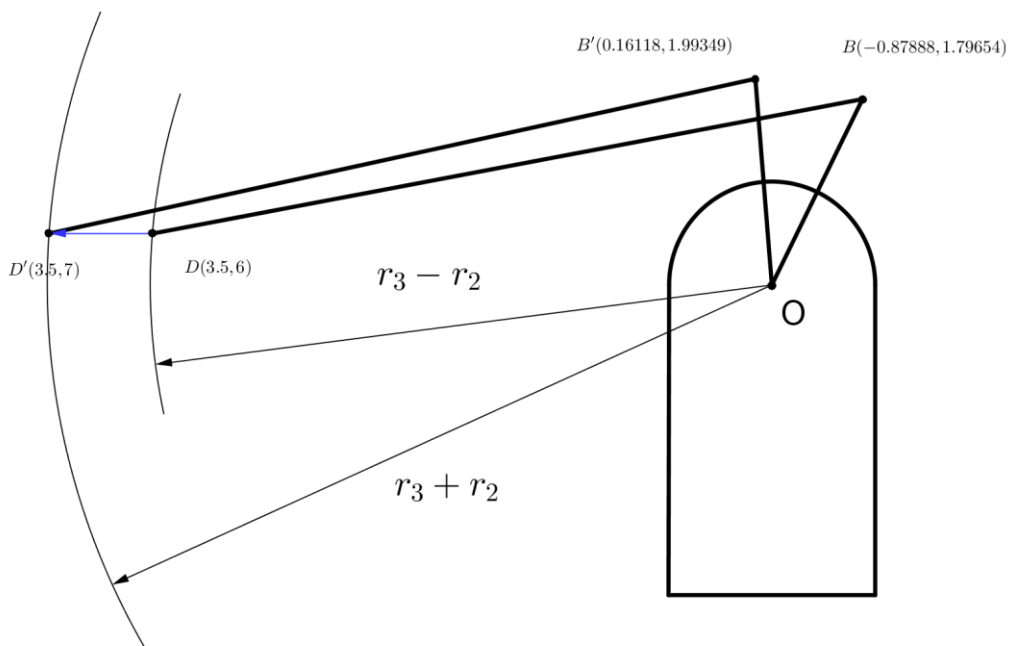


Figura 3: Dimensionamiento de los eslabones. Tercera balda.

Punto O (0,3)

$$r_3 - r_2 = 6020,7973 \text{ mm}$$

$$r_3 + r_2 = 7017,8344 \text{ mm}$$

$$r_2 = 498,51855 \text{ mm} ; r_3 = 6519,31585 \text{ mm}$$

#### 1.1.4. CUARTA BALDA O ALTURA

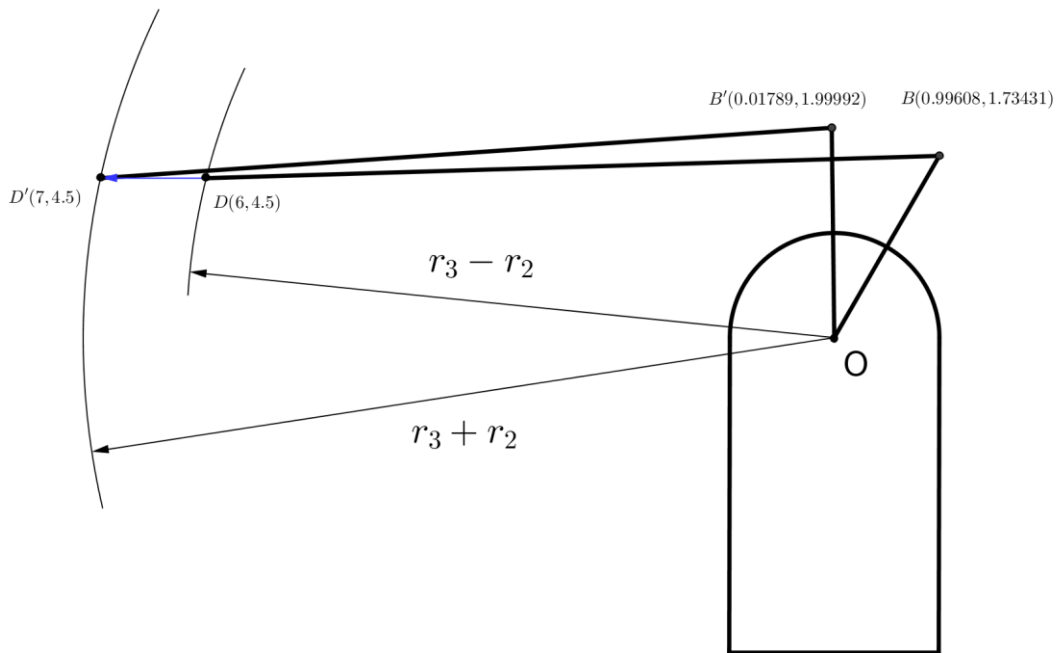


Figura 4: Dimensionamiento de los eslabones. Cuarta balda.

Punto O (0,3)

$$r_3 - r_2 = 6184,6584 \text{ mm}$$

$$r_3 + r_2 = 7158,9105 \text{ mm}$$

$$r_2 = 487,12605 \text{ mm} ; r_3 = 6671,78445 \text{ mm}$$

#### 1.1.5. QUINTA BALDA O ALTURA

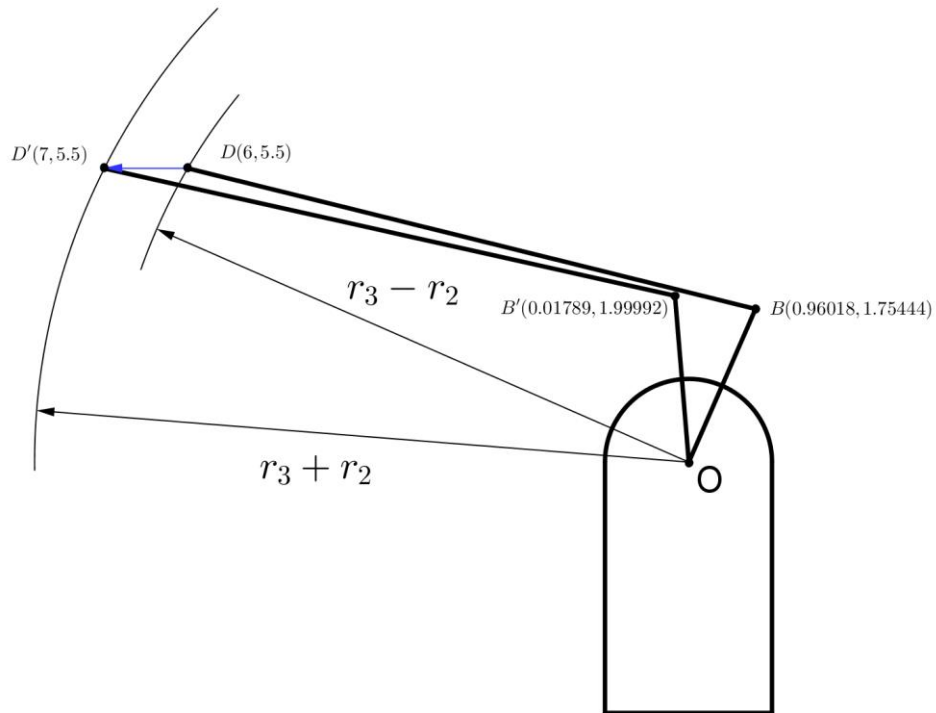


Figura 5: Dimensionamiento de los eslabones. Quinta balda.

Punto O (0,3)

$$r_3 - r_2 = 6500 \text{ mm}$$

$$r_3 + r_2 = 7433,0344 \text{ mm}$$

$$r_2 = 466,5172 \text{ mm} ; r_3 = 6966,5172 \text{ mm}$$

## 1.2. SEGUNDA TRAYECTORIA RECTA Y HORIZONTAL

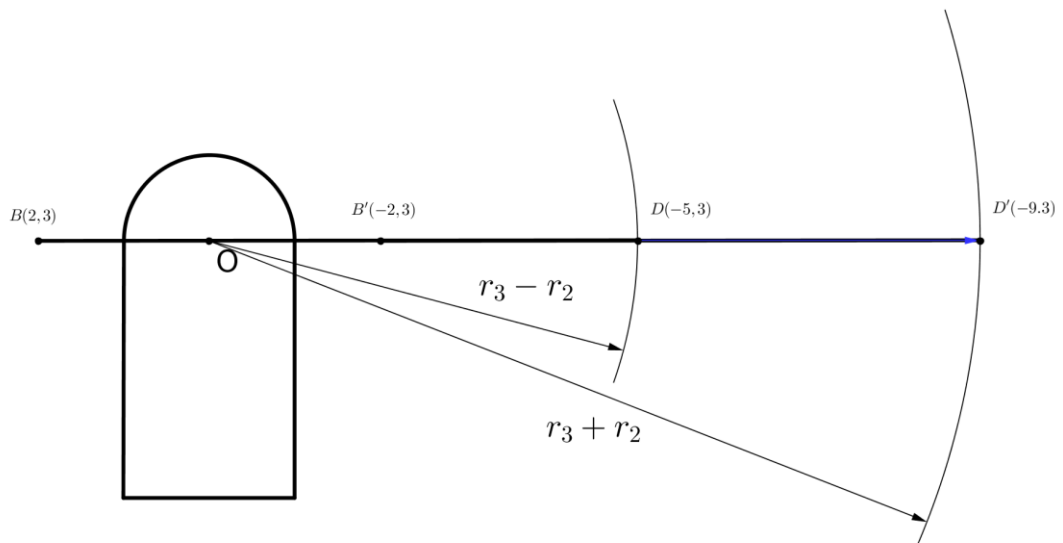


Figura 6: Dimensionamiento de los eslabones. Recta horizontal.

Punto O (0,3)



$$r_3 - r_2 = 5000 \text{ mm}$$

$$r_3 + r_2 = 9000 \text{ mm}$$

$$r_2 = 2000 \text{ mm} ; r_3 = 7000 \text{ mm}$$

## 2. TEOREMA DE CHEBYCHEV

$$x_j = \frac{1}{2} \times (x_0 + x_{n+1}) - \frac{1}{2} \times (x_{n+1} - x_0) \times \cos\left(\frac{\pi \times ((2 \times j) - 1)}{2 \times n}\right)$$

$$\text{Función: } y = 3,32 + \sqrt{32,71 - (x + 0,71)^2}$$

$$x_1 = \frac{1}{2} \times (-6 + 5) - \frac{1}{2} \times (5 + 6) \times \cos\left(\frac{\pi \times ((2 \times 1) - 1)}{2 \times 5}\right) =$$

$$x_1 = -5,73081084$$

$$y_1 = 3,32 + \sqrt{32,71 - (-5,73081084 + 0,71)^2}$$

$$y_1 = 6,058879061$$

$$x_2 = \frac{1}{2} \times (-6 + 5) - \frac{1}{2} \times (5 + 6) \times \cos\left(\frac{\pi \times ((2 \times 2) - 1)}{2 \times 5}\right) =$$

$$x_2 = -3,732818888$$

$$y_2 = 3,32 + \sqrt{32,71 - (-3,732818888 + 0,71)^2}$$

$$y_2 = 8,175158697$$

$$x_3 = \frac{1}{2} \times (-6 + 5) - \frac{1}{2} \times (5 + 6) \times \cos\left(\frac{\pi \times ((2 \times 3) - 1)}{2 \times 5}\right)$$

$$x_3 = -0,5$$

$$y_3 = 3,32 + \sqrt{32,71 - (-0,5 + 0,71)^2}$$

$$y_3 = 9,035408997$$

$$x_4 = \frac{1}{2} \times (-6 + 5) - \frac{1}{2} \times (5 + 6) \times \cos\left(\frac{\pi \times ((2 \times 4) - 1)}{2 \times 5}\right)$$

$$x_4 = 2,732818888$$

$$y_4 = 3,32 + \sqrt{32,71 - (2,732818888 + 0,71)^2}$$

$$y_4 = 7,886946262$$

$$x_5 = \frac{1}{2} \times (-6 + 5) - \frac{1}{2} \times (5 + 6) \times \cos\left(\frac{\pi \times ((2 \times 5) - 1)}{2 \times 5}\right)$$

$$x_5 = 4,73081084$$

$$y_5 = 3,32 + \sqrt{32,71 - (4,73081084 + 0,71)^2}$$

$$y_5 = 5,082832211$$

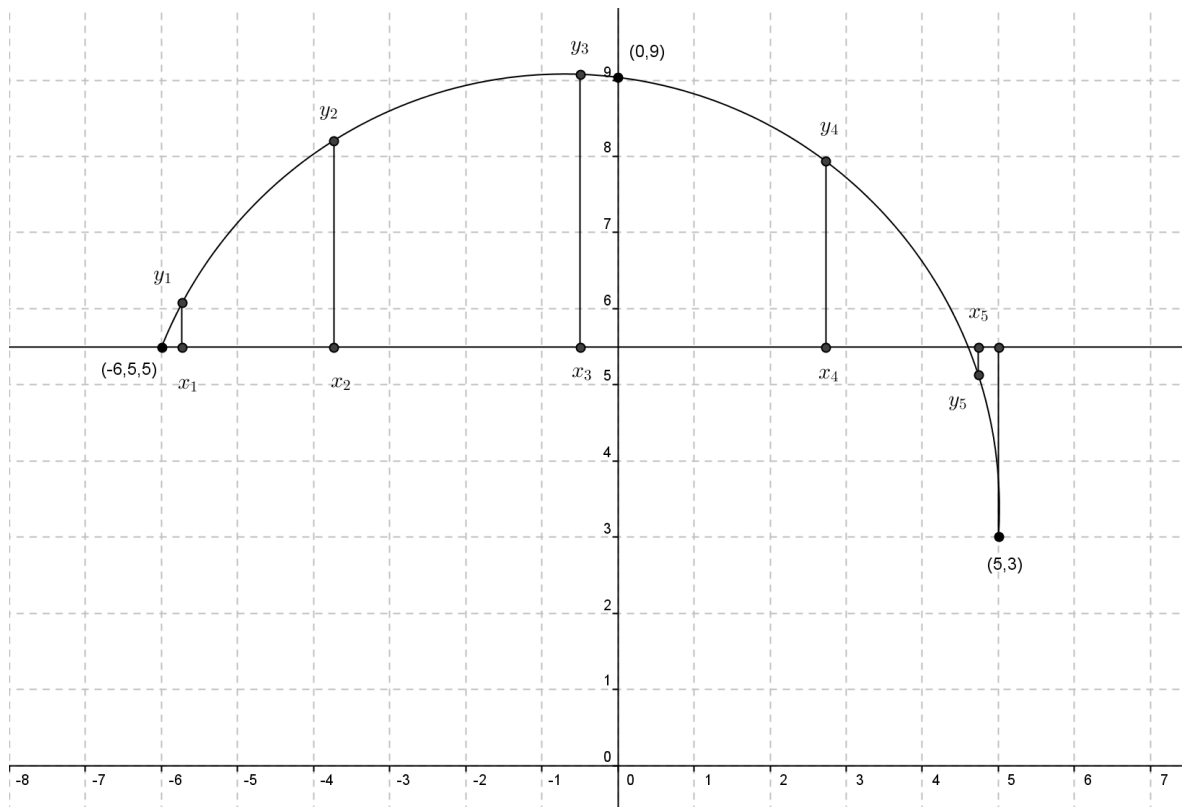


Figura 7: Teorema de Chebychev. Trayectoria curva.

$$\text{Función: } y = 3 - \sqrt{100 - x^2}$$

$$x_6 = \frac{1}{2} \times (10 + 9,89) - \frac{1}{2} \times (10 - 9,89) \times \cos\left(\frac{\pi \times ((2 \times 1) - 1)}{2 \times 3}\right)$$

$$x_6 = 9,897368603$$

$$y_6 = 3 - \sqrt{100 - 9,897368603^2}$$

$$y_6 = 1,570981198$$

$$x_7 = \frac{1}{2} \times (10 + 9,89) - \frac{1}{2} \times (10 - 9,89) \times \cos\left(\frac{\pi \times ((2 \times 2) - 1)}{2 \times 3}\right)$$

$$x_7 = 9,945$$

$$y_7 = 3 - \sqrt{100 - 9,945^2}$$

$$y_7 = 1,952634257$$

$$x_8 = \frac{1}{2} \times (10 + 9,89) - \frac{1}{2} \times (10 - 9,89) \times \cos\left(\frac{\pi \times ((2 \times 3) - 1)}{2 \times 3}\right)$$

$$x_8 = 9,992631397$$

$$y_8 = 3 - \sqrt{100 - 9,992631397^2}$$





$$y_8 = 2,852682236$$

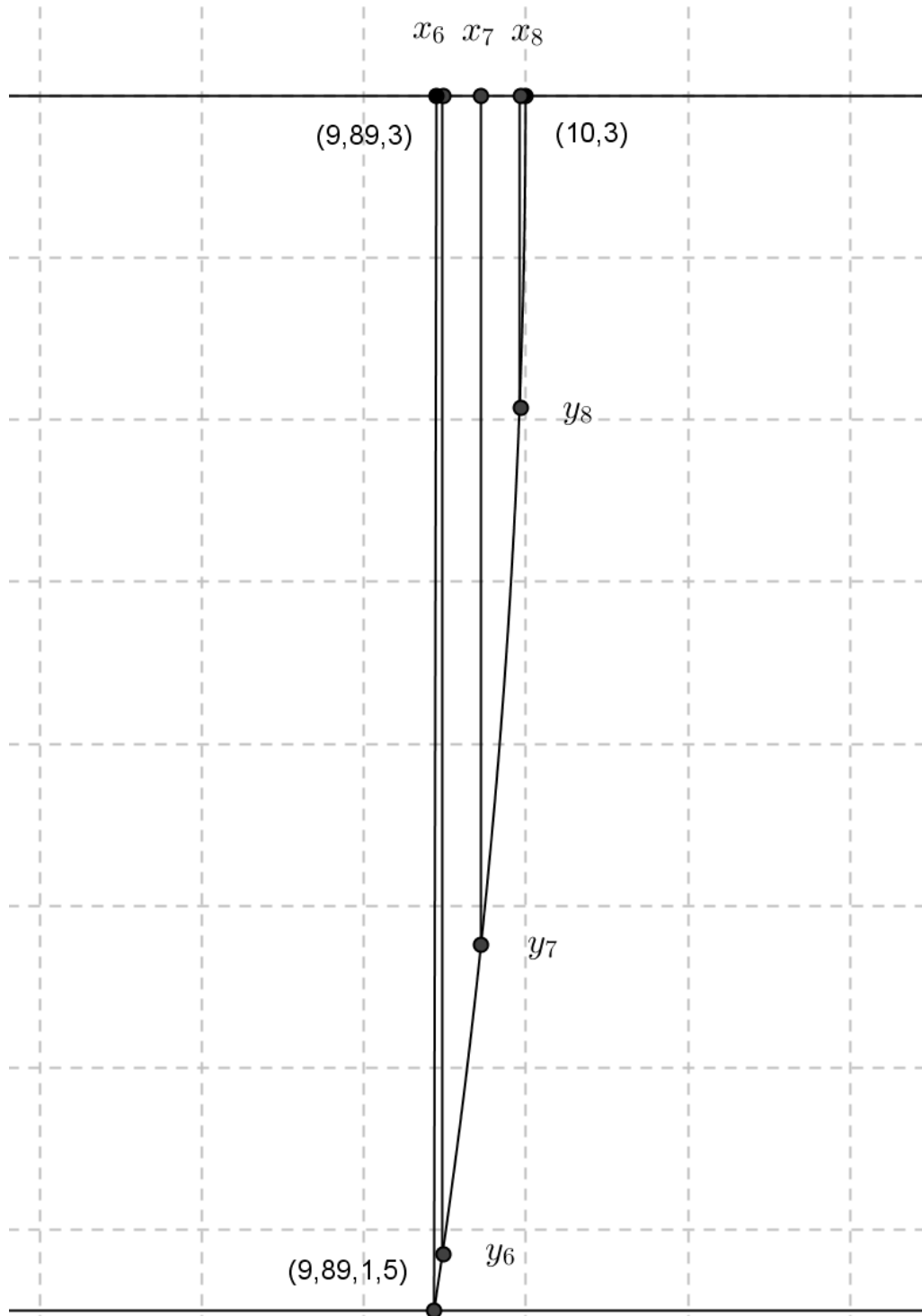


Figura 8: Teorema de Chebychev. Trayectoria curva.

## ANÁLISIS CINÉTICO

### 1. ANÁLISIS DE VELOCIDADES





$$\text{Datos: } \omega_2 = 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$V_A = \omega_2 \times R_{AO} = 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 1,25 \text{ m} = 12,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_B = \omega_2 \times R_{OB} = 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 2 \text{ m} = 20 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_C = 1,68 \text{ cm} \times \frac{10 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1 \text{ cm}} = 16,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ (Resultado tomado de la medida de la flecha que indica a } V_C \text{ en el dibujo)}$$

$$V_{D/B} = 6,99 \text{ cm} \times \frac{10 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1 \text{ cm}} = 69,9 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ (Resultado tomado de la medida de la flecha que indica a } V_{D/B} \text{ en el dibujo)}$$

$$V_{D/B} = V_B + R_{BD} \times \omega_3 = 20 \frac{\text{m}}{\text{s}} + 7 \text{ m} \times \omega_3 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 69,9 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_D = 6,08 \text{ cm} \times \frac{10 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1 \text{ cm}} = 60,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ (Resultado tomado de la medida de la flecha que indica a } V_D \text{ en el dibujo)}$$

$$V_D = \omega_3 \times R_{DO} = 60,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \rightarrow \omega_3 = \frac{(60,8 \frac{\text{m}}{\text{s}})}{6,1 \text{ m}} = \frac{608}{61} \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 9,9672 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$V_{G4} = 1,36 \text{ cm} \times \frac{10 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1 \text{ cm}} = 13,6 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ (Resultado tomado de la medida de la flecha que indica a } V_{G4} \text{ en el dibujo)}$$

$$V_{G2} = \omega_2 \times R_{G2O} = 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 1 \text{ m} = 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{G3} = \omega_3 \times R_{G3O} = 9,9672 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \times 2,89 \text{ m} = 28,8052 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{G4} = \omega_4 \times R_{G4O} \rightarrow \omega_4 = \frac{13,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1,36 \text{ m}} = \frac{136}{13,6} \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$V_A$	$V_B$	$V_C$	$V_D$	$V_{G2}$	$V_{G3}$	$V_{G4}$
$12,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$20 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$16,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$60,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$28,8052 \frac{\text{m}}{\text{s}}$	$13,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Tabla 1: Tabla de velocidades del brazo mecánico.

$\omega_2$	$\omega_3$	$\omega_4$
------------	------------	------------

$10 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$9,9672 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$10 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
----------------------------------	--------------------------------------	----------------------------------

Tabla 2: Tabla de velocidades angulares del brazo mecánico.

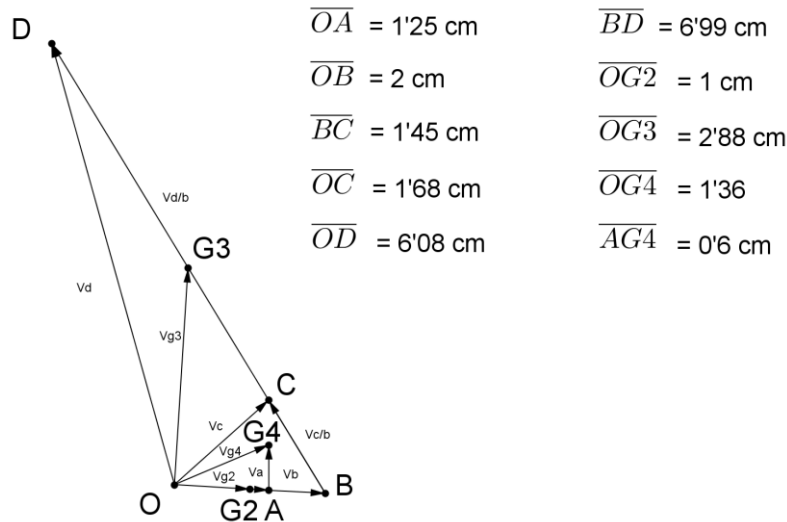


Figura 9: Análisis de velocidades.

## 2. ANÁLISIS DE ACELERACIONES

Datos:  $\omega_2 = 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

$\alpha_2 = 2 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$

$$A_A = A_A^n + A_A^t = (\omega_2^2 \times R_{AO}) + \alpha_2 \times R_{AO}$$

$$A_A^n = \left[ \left( 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)^2 \times 1,25 \text{ m} \right] = 125 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$A_A^t = \left[ 2 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \times 1,25 \text{ m} \right] = 2,5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$A_A = \sqrt{\left( 125 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)^2 + \left( 2,5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)^2} = 125,025 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$A_B = A_B^n + A_B^t = (\omega_2^2 \times R_{BO}) + \alpha_2 \times R_{BO}$$

$$A_B^n = \left[ \left( 10 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)^2 \times 2 \text{ m} \right] = 200 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$A_B^t = \left[ 2 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \times 2 \text{ m} \right] = 4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$A_B = \sqrt{\left( 200 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)^2 + \left( 4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)^2} = 200,04 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$



$$A_{C/B} = A_{C/B}^n + A_{C/B}^t = (w_3^2 \times R_{CB}) + \alpha_3 \times R_{CB}$$

$$A_{C/B}^n = (9,9672 \frac{rad}{s})^2 \times 1,44 \frac{m}{s} = 143,0569 \frac{m}{s^2}$$

$$A_{C/B}^t = 0,2 \text{ cm} \times \frac{50 \frac{m}{s^2}}{1 \text{ cm}} = 10 \frac{m}{s^2} \text{ (Resultado tomado de la medida de la flecha que indica a } A_{D/B} \text{ en el dibujo)}$$

$$A_C = A_C^n + A_C^t = (w_4^2 \times R_{CO}) + \alpha_4 \times R_{CO}$$

$$A_C^n = [(10 \frac{rad}{s})^2 \times 1,68 \text{ m}] = 168 \frac{m}{s^2}$$

$$A_C^t = 0,05 \text{ cm} \times \frac{50 \frac{m}{s^2}}{1 \text{ cm}} = 2,5 \frac{m}{s^2}$$

$$A_C = \sqrt{(168 \frac{m}{s^2})^2 + (2,5 \frac{m}{s^2})^2} = 168,0186 \frac{m}{s^2}$$

$$A_{D/B} = A_{D/B}^n + A_{D/B}^t = (w_3^2 \times R_{DB}) + \alpha_3 \times R_{DB}$$

$$A_{D/B}^n = (9,9672 \frac{rad}{s})^2 \times 7 \frac{m}{s} = 695,4155 \frac{m}{s^2}$$

$$A_{D/B}^t = 0,2 \text{ cm} \times \frac{50 \frac{m}{s^2}}{1 \text{ cm}} = 10 \frac{m}{s^2} \text{ (Resultado tomado de la medida de la flecha que indica a } A_{D/B} \text{ en el dibujo)}$$

$$A_D = A_D^n + A_D^t = (w_3^2 \times R_{DO}) + \alpha_3 \times R_{DO}$$

$$A_D^n = [(9,9672 \frac{rad}{s})^2 \times 6,1 \text{ m}] = 606,005 \frac{m}{s^2}$$

$$A_D = 38,36 \text{ cm} \times \frac{50 \frac{m}{s^2}}{1 \text{ cm}} = 1918 \frac{m}{s^2} \text{ (Resultado tomado de la medida de la flecha que indica a } A_D \text{ en el dibujo)}$$

$$A_D^t = 0,2 \text{ cm} \times \frac{50 \frac{m}{s^2}}{1 \text{ cm}} = 10 \frac{m}{s^2} \text{ (Resultado tomado de la medida de la flecha que indica a } A_D^t \text{ en el dibujo)}$$

$$A_D^t = \alpha_3 \times R_{DO} = 10 \frac{m}{s^2} \rightarrow \alpha_3 = \frac{10 \frac{m}{s^2}}{6,1 \text{ m}} = 1,6393 \frac{rad}{s^2}$$

$$A_D = \sqrt{(606,005 \frac{m}{s^2})^2 + (10 \frac{m}{s^2})^2} = 606,0875 \frac{m}{s^2}$$

$$A_{G2} = A_{G2}^n + A_{G2}^t = (w_2^2 \times R_{G20}) + \alpha_2 \times R_{G20}$$

$$A_{G2}^n = [(10 \frac{rad}{s})^2 \times 1 \text{ m}] = 100 \frac{m}{s^2}$$



$$A_{G2}^t = 2 \frac{rad}{s^2} \times 1 \text{ m} = 2 \frac{m}{s^2}$$

$$A_{G2}^n = [100 \frac{m}{s^2} + 2 \frac{m}{s^2}] = 102 \frac{m}{s^2}$$

$$A_{G2} = \sqrt{\left(100 \frac{m}{s^2}\right)^2 + \left(2 \frac{m}{s^2}\right)^2} = 100,02 \frac{m}{s^2}$$

$$A_{G3} = A_{G3}^n + A_{G3}^t = (w_3^2 \times R_{G30}) + \alpha_3 \times R_{G30}$$

$$A_{G3}^n = [(9,9672 \frac{rad}{s})^2 \times 2,89 \text{ m}] = 287,1073 \frac{m}{s^2}$$

$$A_{G3}^t = 1,6393 \frac{rad}{s^2} \times 2,89 \text{ m} = 4,7377 \frac{m}{s^2}$$

$$A_{G3} = \sqrt{\left(287,1073 \frac{m}{s^2}\right)^2 + \left(4,7377 \frac{m}{s^2}\right)^2} = 287,1464 \frac{m}{s^2}$$

$$A_{G4/A} = A_{G4/A}^n + A_{G4/A}^t = (w_4^2 \times R_{AG4}) + \alpha_4 \times R_{AG4}$$

$$A_{G4/A}^n = [(10 \frac{rad}{s})^2 \times 0,6 \text{ m}] = 60 \frac{m}{s^2}$$

$$A_{G4/A}^t = [2 \frac{rad}{s^2} \times 1,25 \text{ m}] = 2,5 \frac{m}{s^2}$$

$$A_{G4} = A_{G4}^n + A_{G4}^t = (w_4^2 \times R_{G40}) + \alpha_4 \times R_{G40}$$

$$A_{G4}^n = [(10 \frac{rad}{s})^2 \times 1,36 \text{ m}] = 136 \frac{m}{s^2}$$

$$A_{G4}^t = 0,06 \text{ cm} \times \frac{50 \frac{m}{s^2}}{1 \text{ cm}} = 3 \frac{m}{s^2} \text{ (Resultado tomado de la medida de la flecha que indica a } A_{G4}^t \text{ en el dibujo)}$$

$$A_{G4}^t = \alpha_4 \times R_{G40} = 3 \frac{m}{s^2} \rightarrow \alpha_4 = \frac{3 \frac{m}{s^2}}{1,36 \text{ m}} = 2,2059 \frac{rad}{s^2}$$

$$A_{G4} = \sqrt{\left(136 \frac{m}{s^2}\right)^2 + \left(2,2059 \frac{m}{s^2}\right)^2} = 136,0179 \frac{m}{s^2}$$

A <sub>A</sub>	A <sub>B</sub>	A <sub>C</sub>	A <sub>D</sub>
125,025 $\frac{m}{s^2}$	200,04 $\frac{m}{s^2}$	168,0186 $\frac{m}{s^2}$	606,0875 $\frac{m}{s^2}$

A <sub>G2</sub>	A <sub>G3</sub>	A <sub>G4</sub>
100,02 $\frac{m}{s^2}$	287,146 $\frac{m}{s^2}$	136,0179 $\frac{m}{s^2}$



# ANÁLISIS ESTÁTICO

## PRINCIPIO DE SUPERPOSICIÓN DE FUERZAS APLICADO AL MECANISMO DEL BRAZO MECÁNICO

### 1. PRIMER CASO

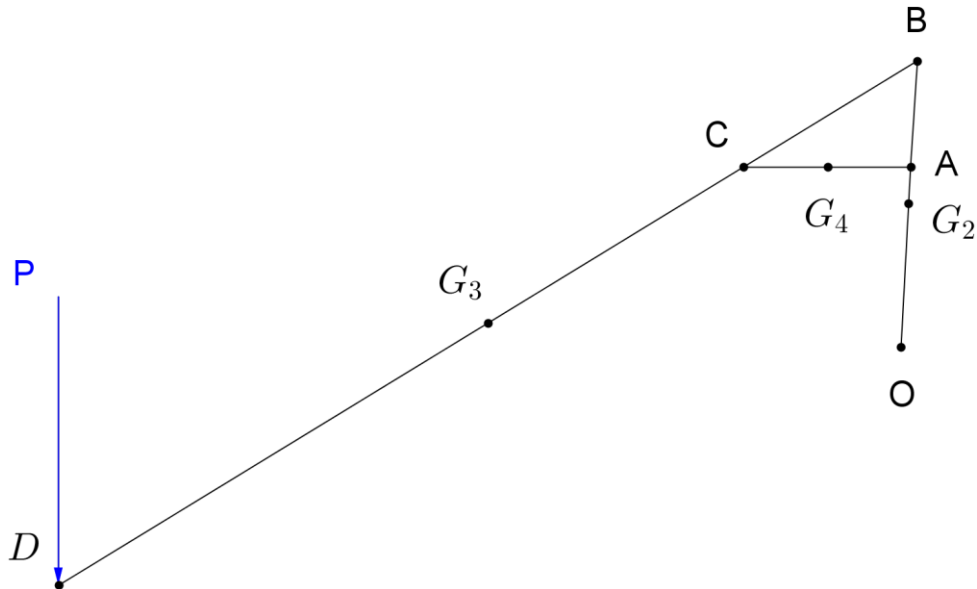
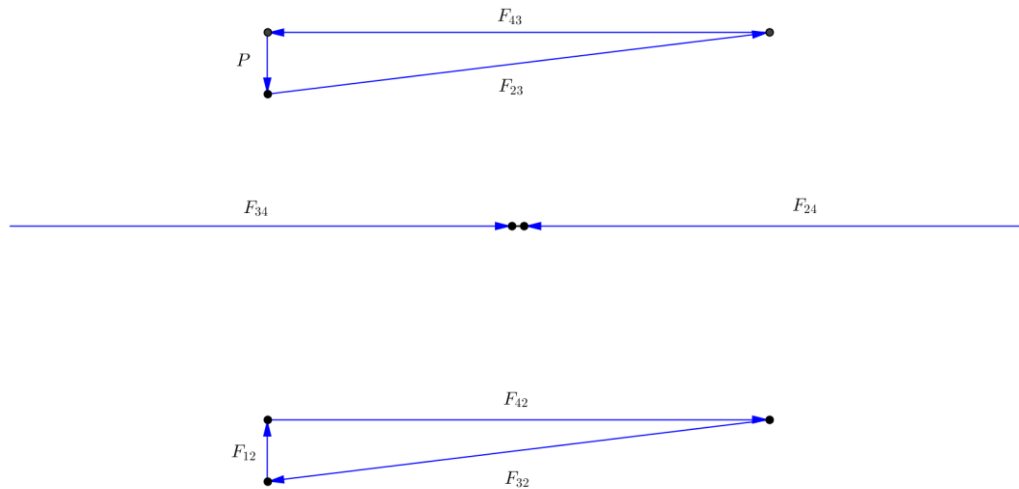


Figura 11: Principio de superposición. Primer caso.

$P = 4,9 \text{ cm}$	$F_{24} = 47,99 \text{ cm}$
$F_{43} = 47,99 \text{ cm}$	$F_{42} = 47,99 \text{ cm}$
$F_{23} = 48,35 \text{ cm}$	$F_{32} = 48,35 \text{ cm}$
$F_{34} = 47,99 \text{ cm}$	$F_{12} = 4,9 \text{ cm}$

ESCALA : 1 cm = 1000 N

$P = 4900 \text{ N}$	$F_{24} = 47990 \text{ N}$
$F_{43} = 47990 \text{ N}$	$F_{42} = 47990 \text{ N}$
$F_{23} = 48350 \text{ N}$	$F_{32} = 48350 \text{ N}$
$F_{34} = 47990 \text{ N}$	$F_{12} = 4900 \text{ N}$



## 2. SEGUNDO CASO

$$m_3 = 21020,57504 \text{ kg}$$

$$A_{G_3} = 287,1464 \frac{m}{s^2}$$

$$\sum \vec{F}_3 = m_3 \times \vec{A}_{G_3} \rightarrow \sum \vec{F}_3 - m_3 \times \vec{A}_{G_3} = 0$$

$$\vec{F}_3 = m_3 \times \vec{A}_{G_3} = 23141,15 \text{ kg} \times 287,15 \frac{m}{s} = 6644897,91 \text{ N}$$

$$\sum \vec{M}_3 = \alpha_3 \times I_{G_3} \rightarrow h_3 \times \vec{F}_3 = \alpha_3 \times I_{G_3} \rightarrow h_3 = \frac{\alpha_3 \times I_{G_3}}{\vec{F}_3}$$

$$I_{G_3} = m_{3_1} \times \frac{a^2 + b^2}{12} + m_{3_1} \times d_{G_{3_1}}^2 + m_{3_2} \times \frac{R_{3_2}^2}{2} + m_{3_2} \times d_{G_{3_2}}^2 + m_{3_3} \times \frac{R_{3_3}^2}{2} + m_{3_3} \times d_{G_{3_3}}^2$$

$$I_{G_3} = 9450 \text{ kg} \times \frac{7^2 + 2^2}{12} + 9450 \text{ kg} \times (3,5 \text{ m})^2 + 1060,287521 \text{ kg} \times \frac{(1 \text{ m})^2}{2} + 1060,287521 \times (7,424413152 \text{ m})^2 + 1060,287521 \text{ kg} \times \frac{(1 \text{ m})^2}{2} + 1060,287521 \times (0,424413152 \text{ m})^2$$

$$I_{G_3} = 217196,34479 \text{ N} \times s^2 \times m$$

$$h_3 = \frac{1,6393 \frac{rad}{s^2} \times 217196,34479 \text{ N} \times s^2 \times m}{6644897,91 \text{ N}}$$



$$h_3 = 0,0589879073 \text{ m} = 58,9879 \text{ mm}$$

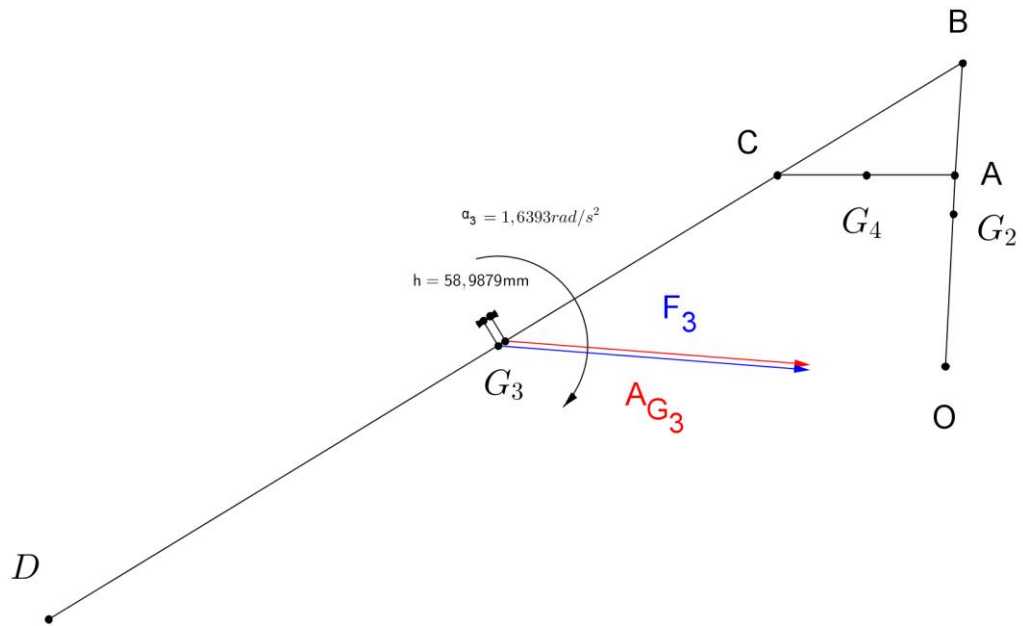
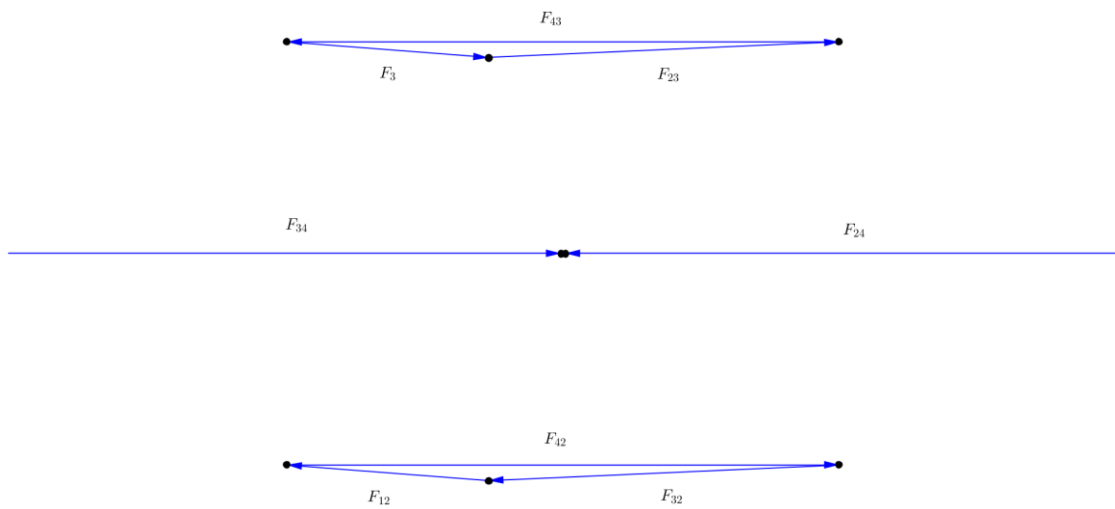


Figura 12: Principio de superposición. Segundo caso.



$$\begin{aligned} F_3 &= 60,35982449 \text{ cm} & F_{24} &= 164,97 \text{ cm} \\ F_{43} &= 164,97 \text{ cm} & F_{42} &= 164,97 \text{ cm} \\ F_{23} &= 104,9 \text{ cm} & F_{32} &= 104,9 \text{ cm} \\ F_{34} &= 164,97 \text{ cm} & F_{12} &= 60,35982449 \text{ cm} \end{aligned}$$

ESCALA : 1 cm = 100000 N

$$\begin{aligned}
 F_3 &= 6035982,449 \text{ N} & F_{24} &= 16497000 \text{ N} \\
 F_{43} &= 16497000 \text{ N} & F_{42} &= 16497000 \text{ N} \\
 F_{23} &= 10490000 \text{ N} & F_{32} &= 10490000 \text{ N} \\
 F_{34} &= 16497000 \text{ N} & F_{12} &= 6035982,449 \text{ N}
 \end{aligned}$$

### 3. TERCER CASO

$$m_2 = 7520,575041 \text{ kg}$$

$$A_{G_2} = 100,002 \frac{m}{s^2}$$

$$\sum \vec{F}_2 = m_2 \times \vec{A}_{G_2} \rightarrow \sum \vec{F}_2 - m_2 \times \vec{A}_{G_2} = 0$$

$$\vec{F}_2 = m_2 \times \vec{A}_{G_2} = 7520,575041 \text{ kg} \times 100,002 \frac{m}{s} = 752207,9156 \text{ N}$$

$$\sum \vec{M}_2 = \alpha_2 \times I_{G_2} \rightarrow h \times \vec{F}_2 = \alpha_2 \times I_{G_2} \rightarrow h_2 = \frac{\alpha_2 \times I_{G_2}}{\vec{F}_2}$$

$$I_{G_2} = m_{21} \times \frac{a^2 + b^2}{12} + m_{21} \times d_{G_{21}}^2 + m_{22} \times \frac{R_{22}^2}{2} + m_{22} \times d_{G_{22}}^2 + m_{23} \times \frac{R_{23}^2}{2} + m_{23} \times d_{G_{23}}^2$$

$$\begin{aligned}
 I_{G_2} &= 2700 \text{ kg} \times \frac{2^2 + 2^2}{12} + 2700 \text{ kg} \times (1 \text{ m})^2 + 1060,287521 \text{ kg} \times \frac{(1 \text{ m})^2}{2} \\
 &+ 1060,287521 \times (3,424413152 \text{ m})^2 + 1060,287521 \text{ kg} \times \frac{(1 \text{ m})^2}{2} \\
 &+ 1060,287521 \times (0,424413152 \text{ m})^2
 \end{aligned}$$

$$I_{G_2} = 18184,84683 \text{ N} \times s^2 \times m$$

$$h_2 = \frac{2 \frac{\text{rad}}{s^2} \times 18184,84683 \text{ N} \times s^2 \times m}{752207,9156 \text{ N}}$$

$$h_2 = 0,04835058621 \text{ m} = 48,35058621 \text{ mm}$$

## ANÁLISIS ESTÁTICO DE LOS ESLABONES DEL BRAZO MECÁNICO

### 1. ESLABÓN GRANDE

Inicialmente se analizará el eslabón más largo que será el que estará unido al elemento terminal o pinza la cual estará encargada de recoger la carga, transportarla y dejarla adecuadamente. Por el otro lado, este eslabón estará unido a otro eslabón que será más corto. El eslabón tendrá una longitud de siete metros.

El análisis que se hará de este eslabón mediante el programa Marc Mentat 2012 será estático y se deberán especificar unas condiciones y posiciones iniciales del brazo mecánico las cuales se quiere analizar.

Inicialmente, se importara el modelo del eslabón dibujado desde el programa AUTOCAD a Marc Mentat 2012 para poder analizarlo. Se malla el modelo mediante elementos pequeños y así poder ver el comportamiento de cada uno de ellos al estar sometido a cargas de trabajo. El modelo mallado será el siguiente:

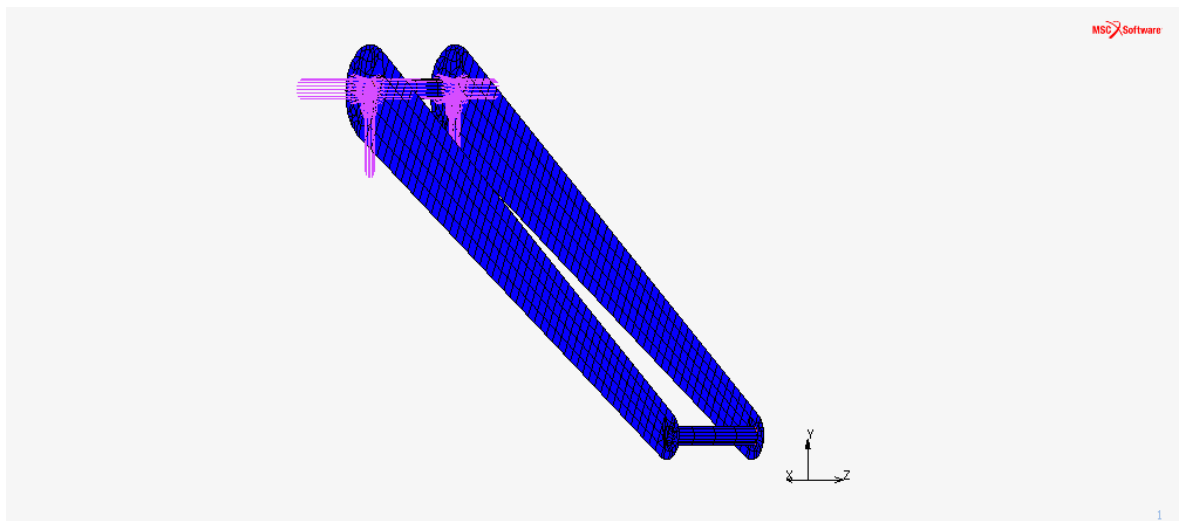


Figura 13: Análisis estático de eslabón grande.

Después de mallar adecuadamente el modelo, se especificarán las condiciones a las que estará sometido el eslabón a la hora de trabajo. Estas condiciones serán las siguientes:

- 1) La posición inicial que se ha elegido para componer el modelo del eslabón será la posición más desfavorable a la que tiene que llegar el brazo mecánico para poder desempeñar su función. Por tanto, al hacer el análisis de la posición más desfavorable posible, si el brazo mecánico es capaz de soportar las cargas y sea capaz de deformarse menos que la flecha máxima permitida que vendrá especificada en las condiciones de diseño, será capaz de soportarlo también en cualquier posición que se pueda hallar a lo largo de su trayectoria. La posición más desfavorable en la que se puede hallar el brazo mecánico a lo largo de su trayectoria es la siguiente:

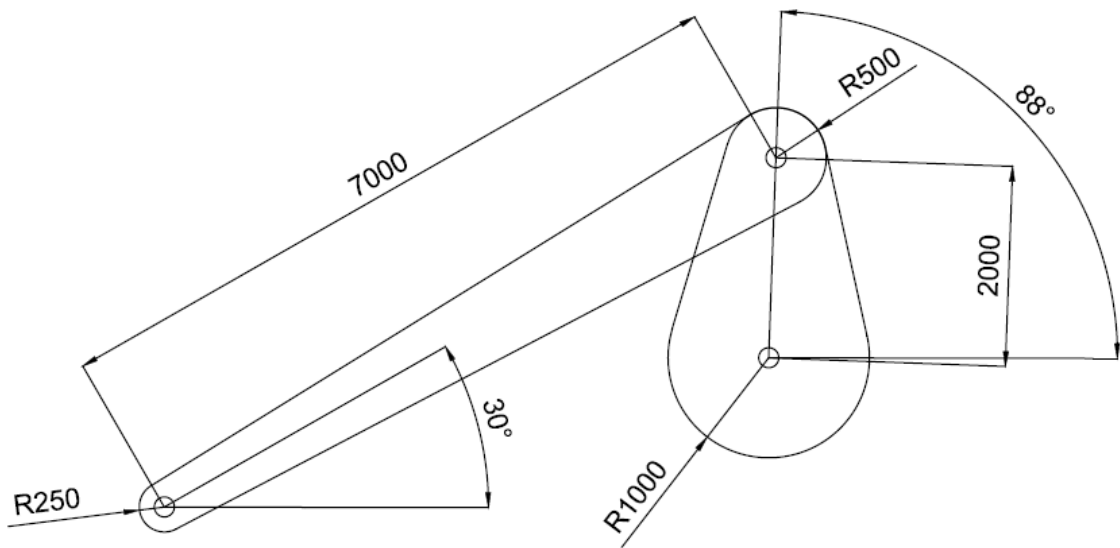
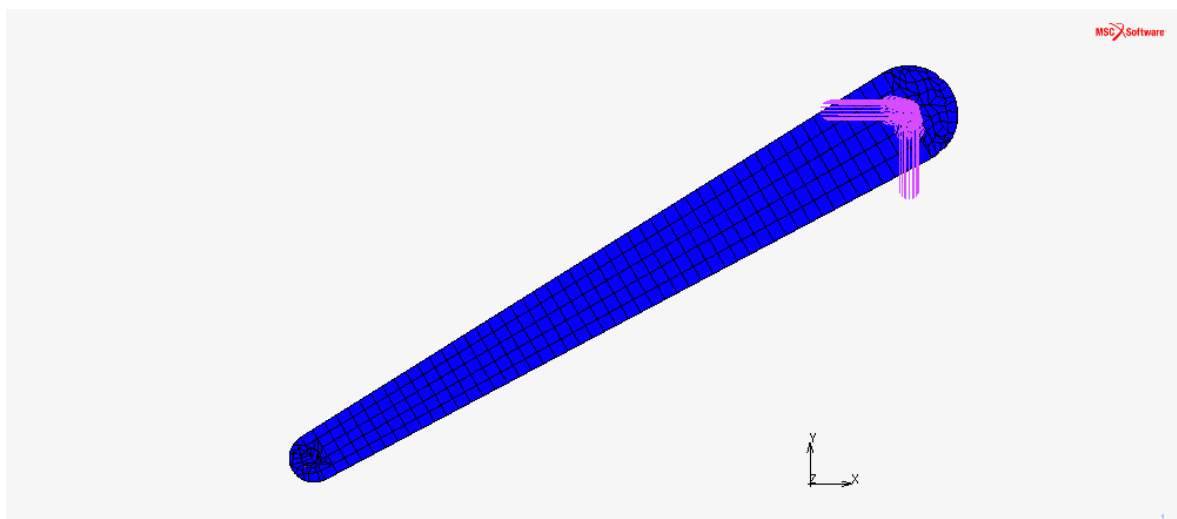


Figura 14: Eslabones del brazo mecánico.

Este caso se ha escogido que es el más desfavorable de todas las posiciones en las que se puede encontrar a lo largo de su trayectoria porque es el caso en el que el brazo llega al punto más bajo de su trayectoria y es el momento de la recogida de cajas desde las estanterías.

2) Se restringirán los desplazamientos en los eje x, y, z de la unión llamada codo la cual será la unión entre los dos eslabones. En esa unión habrá un rodamiento el cual hará que se transmita el movimiento entre los dos eslabones. Por tanto, esta restricción hará que se puedan ver las reacciones a las que estará sometida la unión del codo y así poder calcular las fuerzas a las que estará sometido el otro eslabón.



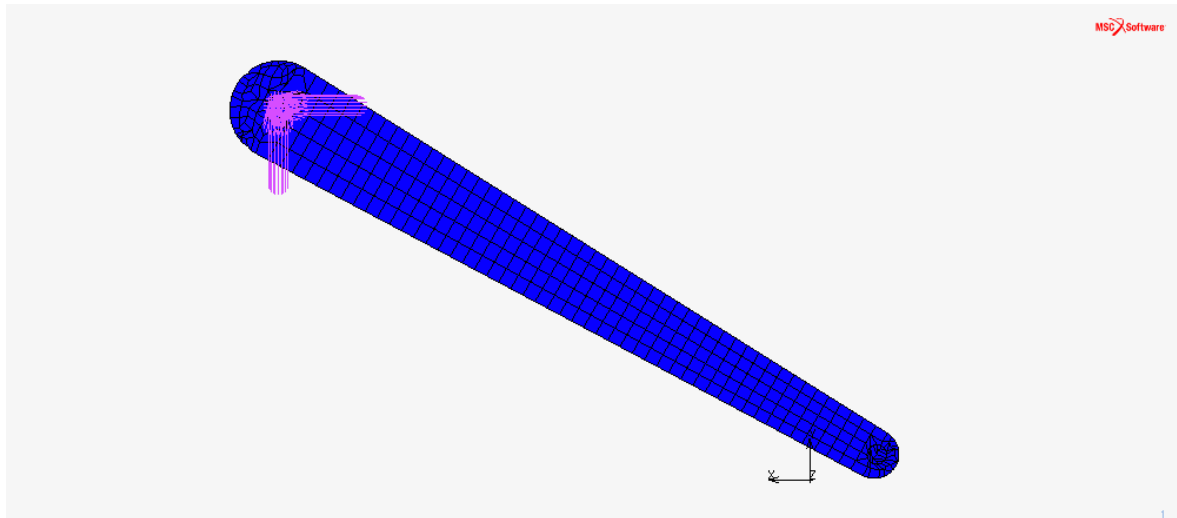


Figura 15: Fijación eslabón grande.

3) Como se ha especificado en las condiciones de diseño del brazo mecánico la carga máxima que podrá soportar será de 500 kg que equivaldrá a una fuerza de 4900 N. Esta carga estará aplicada en la punta del eslabón donde estará el elemento terminal. Como el brazo estará compuesto por dos eslabones del mismo tipo uno a cada lado de la máquina, la carga irá aplicada en el punto del centro donde irá aplicado el rodamiento de la unión de la muñeca, y cada eslabón aguantará la mitad de la magnitud de la carga máxima que debe aguantar el brazo mecánico. Es decir, cada uno de los dos eslabones deberá aguantar una carga de:

$$\text{Carga soportada por eslabón} = \frac{4900 \text{ N}}{2 \text{ eslabones}} = 2450 \frac{\text{N}}{\text{eslabón}}$$

Por tanto, la carga estará dividida en dos puntos donde estará colocado el rodamiento de la muñeca, como una carga puntual de valor de 2450 N. Pero para incrementar la seguridad de la máquina estas cargas puntuales se incrementarán por un coeficiente de seguridad que hará que todos los resultados de deformaciones y tensiones que intervendrán en el eslabón se cumplan sin ningún problema.

COEFICIENTE DE SEGURIDAD = 1.5

$$\text{CARGA PUNTUAL} = 2450 \frac{\text{N}}{\text{eslabón}} \times 1.5 = 3675 \frac{\text{N}}{\text{eslabón}}$$

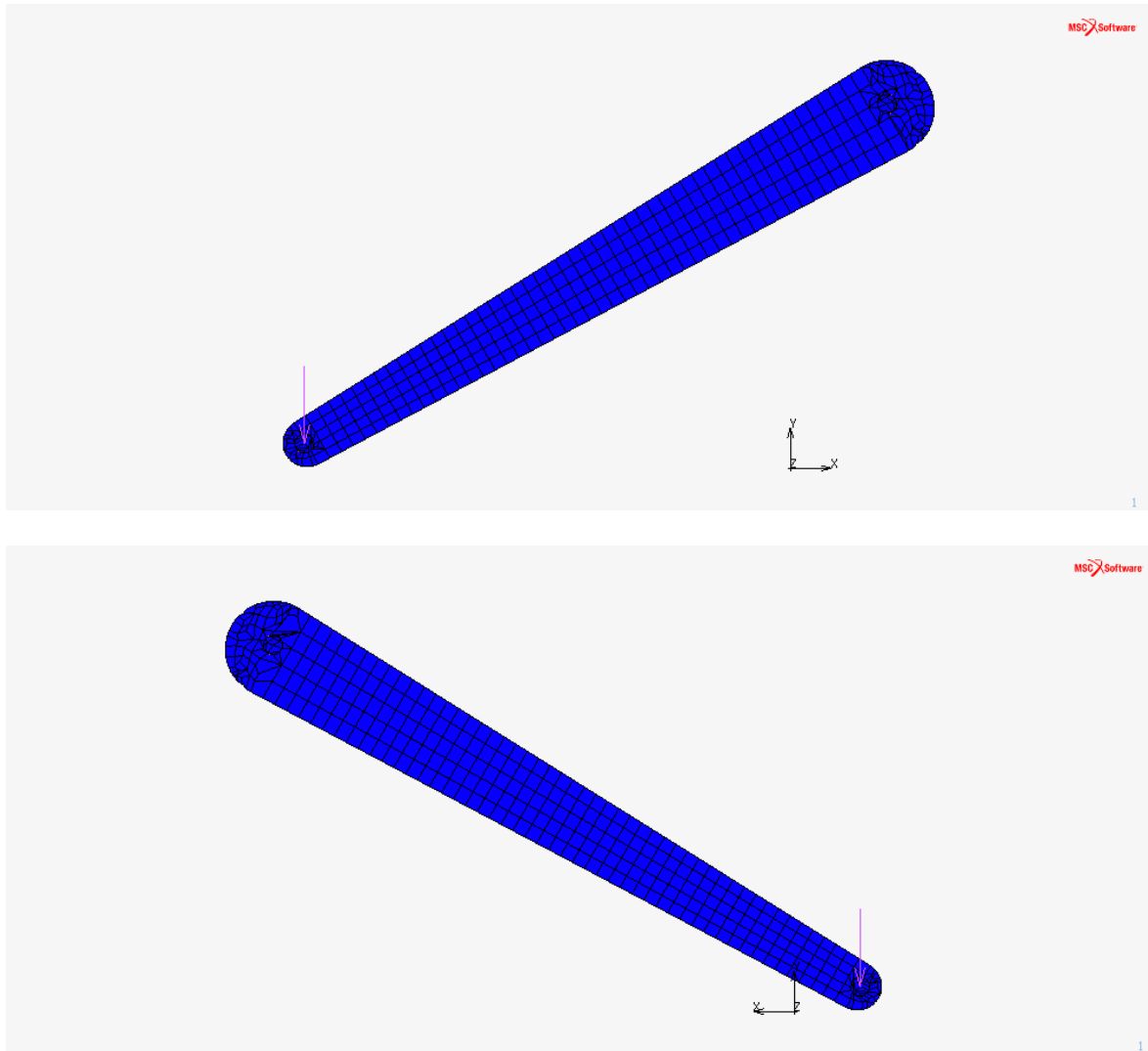


Figura 16: Carga del eslabón grande.

4) Se tendrá en cuenta la acción de la gravedad a la hora del uso del brazo mecánico para ver una deformación y tensión más real en el eslabón. La carga que sometera al brazo la gravedad se introducirá sin mayorar porque la fuerza que se crea es totalmente conocida. La fuerza será el producto entre el peso del eslabón y la aceleración de la gravedad.

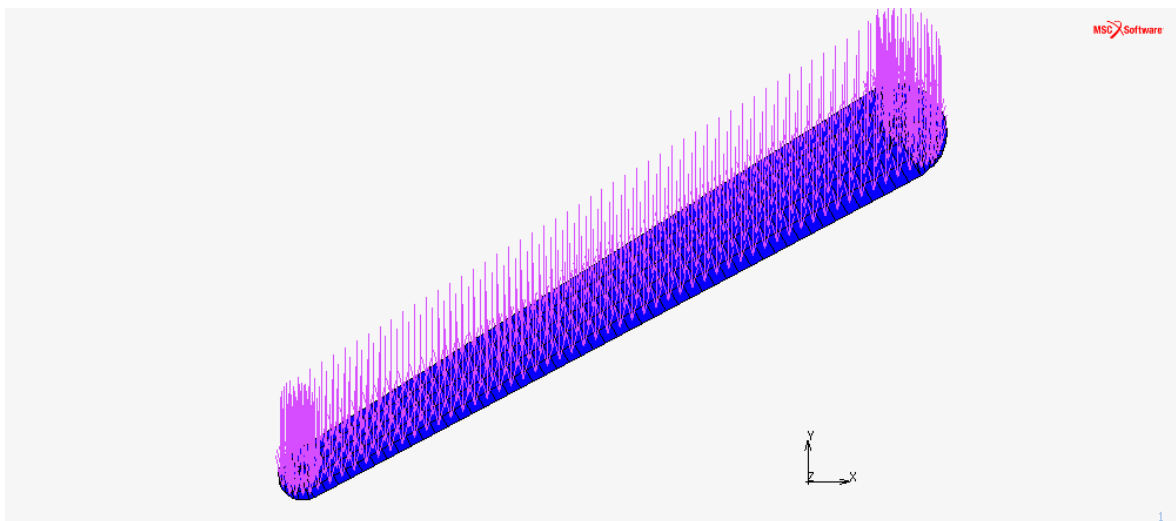
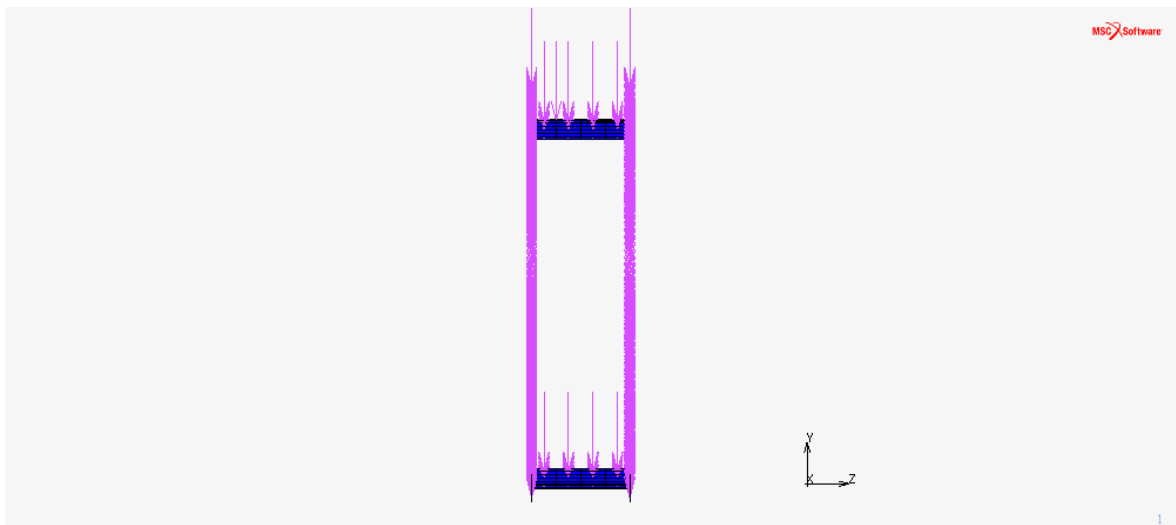
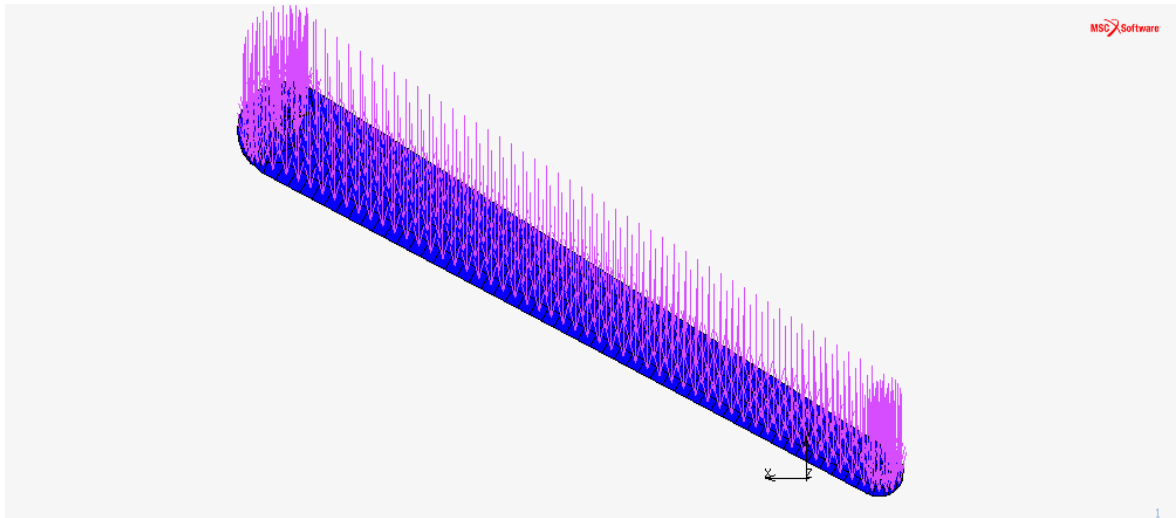
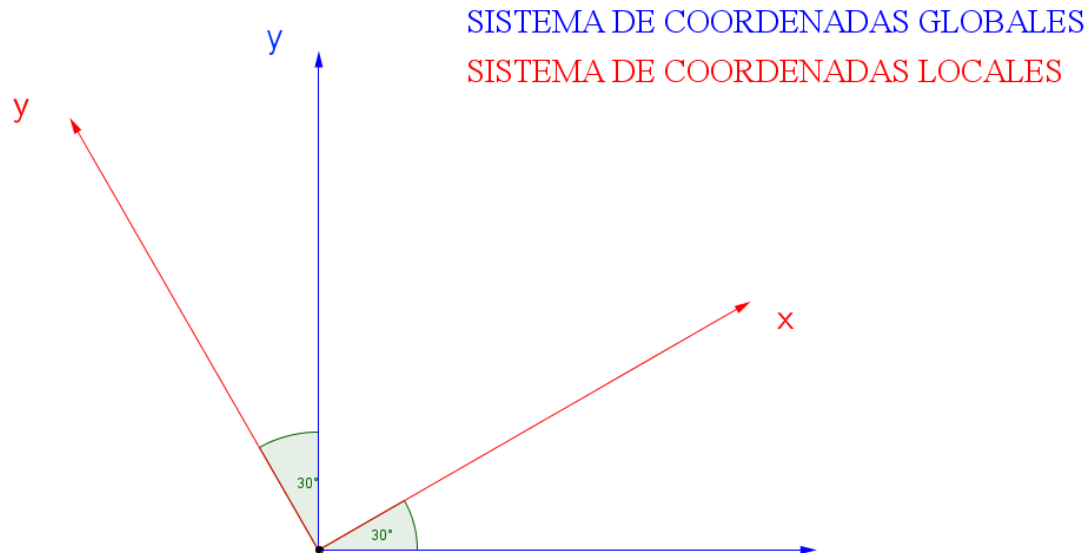


Figura 17: Efecto de la gravedad en el eslabón grande.

Una vez acabado el modelo y especificado las condiciones iniciales a las que se encontrará y el material por el cual estará compuesto el brazo mecánico se interpretarán las consecuencias que tendrá el brazo mecánico al estar sometido a las condiciones de trabajo.

Para interpretar bien los resultados lo primero que se hará será definir el sistema de coordenadas. Si no se define el sistema de coordenadas, los resultados se darán en el sistema de coordenadas globales. Si se define según la posición del modelo a analizar el eje de coordenadas que se usará será local. Por tanto, según que tipos de resultados se requieren se utilizará un sistema de coordenadas globales o locales.



Para analizar el brazo mecánico se estudiarán siete casos de deformaciones y reacciones que estarán sometidas sobre cada eslabón. Estos serán los siete casos según el sistema de coordenadas en el que se quiere conseguir los resultados.

### SISTEMA DE COORDENADAS LOCALES

Los resultados de los siguientes casos vendrán definidos por el sistema de coordenadas locales que será el siguiente:

- 1) Desplazamiento en el eje x: En este caso se verá como al deformarse el eslabón por las cargas a las que está sometido, como se desplaza cada punto respecto a la posición inicial de cada punto sin deformarse, sobre el eje x.
- 2) Desplazamiento en el eje y: En este caso se verá como al deformarse el eslabón por las cargas a las que está sometido, como se desplaza cada punto respecto a la posición inicial de cada punto sin deformarse, sobre el eje y.
- 3) Desplazamiento en el eje z: En este caso se verá como al deformarse el eslabón por las cargas a las que está sometido, como se desplaza cada punto respecto a la posición inicial de cada punto sin deformarse sobre el eje z.





4) Desplazamiento: En este caso se verá como al deformarse el eslabón por las cargas a las que está sometido, como se desplaza cada punto respecto a la posición inicial de cada punto sin deformarse. El valor total del desplazamiento de cada punto será la suma vectorial entre los tres desplazamientos a la que este sometido cada punto en los tres ejes.

Los resultados de estos cuatro casos vendrán definidos por coordenadas locales porque así se puede observar como se deforma el eslabón respecto a su propio eje.

## SISTEMA DE COORDENADAS GLOBALES Y SISTEMA DE COORDENADAS CILÍNDRICAS

5) Fuerza de reacción en el eje x: Los resultados de este caso servirán para conocer las reacciones en el eje x que sufren los nudos a los que se les restringido los desplazamientos en los ejes x, y, z. La suma de las reacciones en el eje x de todos los nudos a los que se les restringe el desplazamiento en x, y, z será la reacción total en el eje x que transmitirá el eslabón grande al siguiente eslabón pequeño.

6) Fuerza de reacción en el eje y: Los resultados de este caso servirán para conocer las reacciones en el eje y que sufren los nudos a los que se les restringido los desplazamientos en los ejes x, y, z. La suma de las reacciones en el eje y de todos los nudos a los que se les restringe el desplazamiento en x, y, z será la reacción total en el eje y que transmitirá el eslabón grande al siguiente eslabón pequeño.

7) Fuerza de reacción en el eje z: Los resultados de este caso servirán para conocer las reacciones en el eje z que sufren los nudos a los que se les restringido los desplazamientos en los ejes x, y, z. La suma de las reacciones en el eje z de todos los nudos a los que se les restringe el desplazamiento en x, y, z será la reacción total en el eje z que transmitirá el eslabón grande al siguiente eslabón pequeño.

Por un lado, los resultados de estos tres casos vendrán definidos por coordenadas globales porque los resultados que se quieren obtener son las reacciones en cada eje que transmite el eslabón grande al otro eslabón más pequeño. La reacción total transmitida será la suma vectorial de las tres reacciones en los tres ejes de coordenadas.

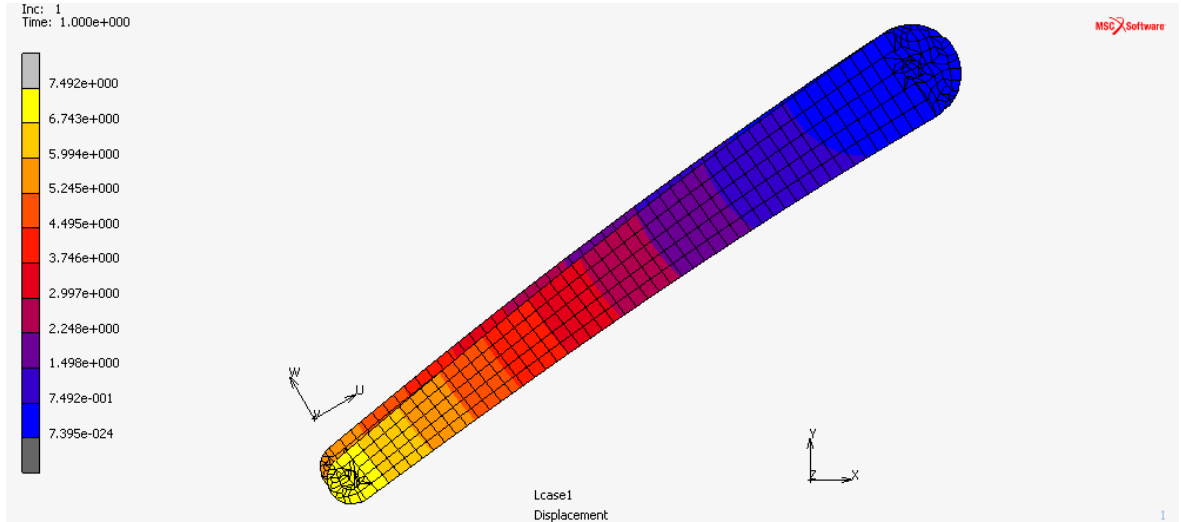
Por otro lado, los resultados de las reacciones sometidas a los nudos a los que se les restringe los desplazamientos en el eje x, y, z interesa también que vengan definidos por coordenadas cilíndricas para poder facilitar la elección de los rodamientos adecuados para el brazo mecánico.

### 1.1. DESPLAZAMIENTO TOTAL

A continuación se analizará la deformación total que tendrá el eslabón a causa de las deformaciones causadas por las cargas de trabajo del brazo mecánico. Se

estudiarán dos casos en los que el eslabón grande estará construido por acero y aluminio. Según este estudio se elegirá el material más apropiado para la construcción de la máquina.

### 1.1.1. ALUMINIO



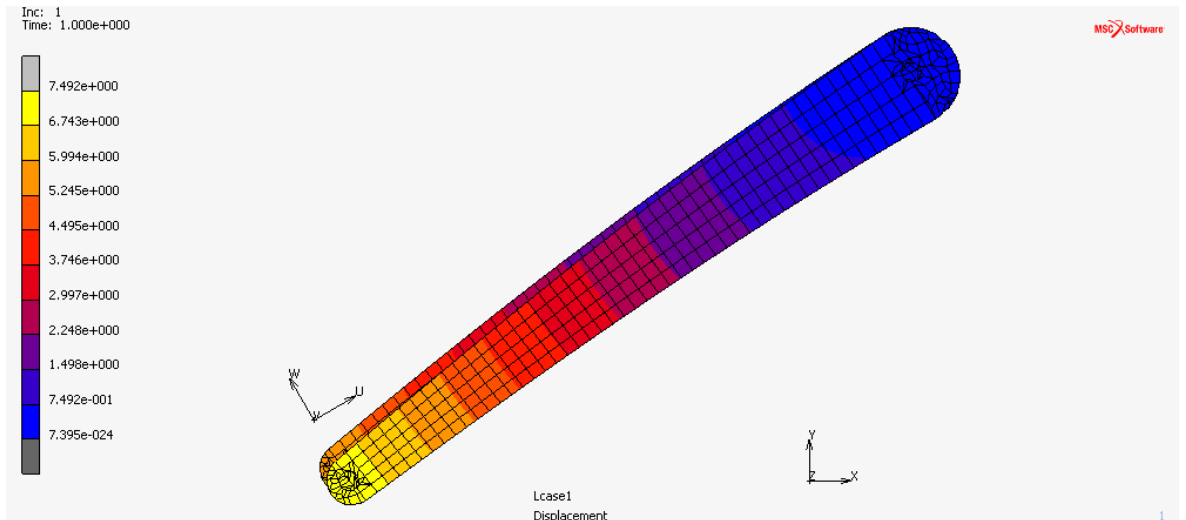
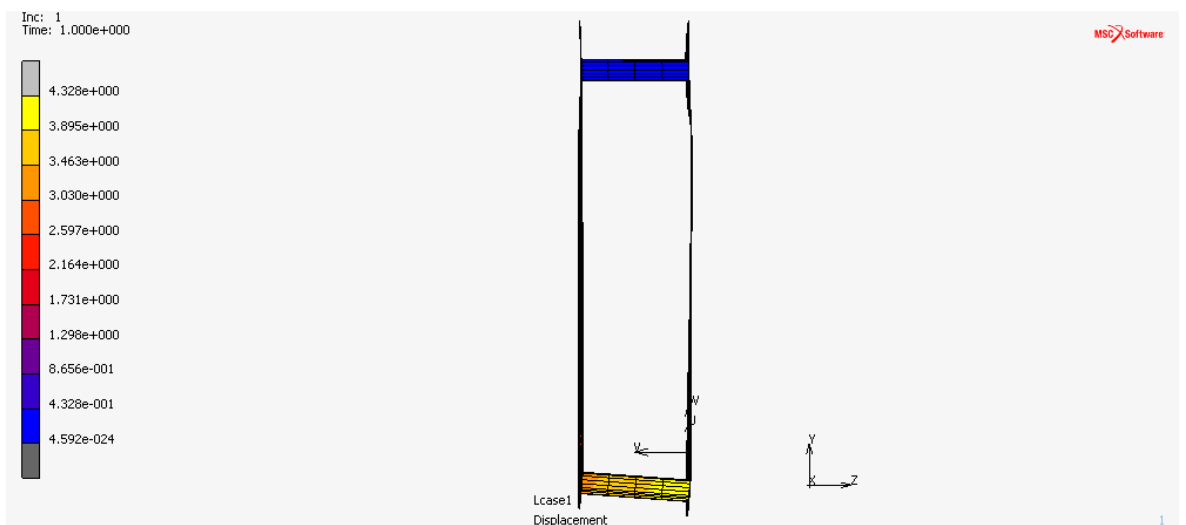
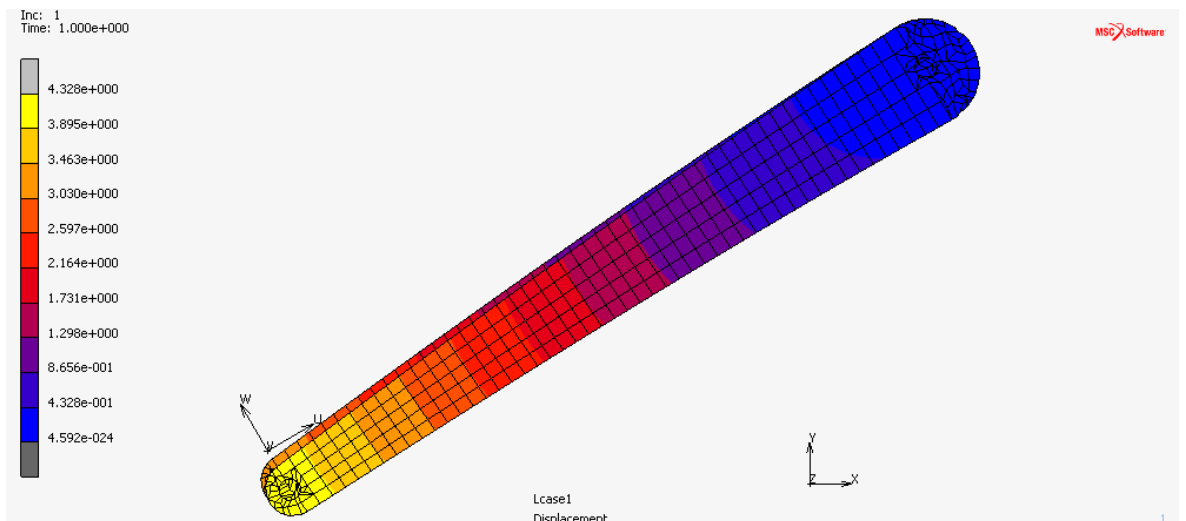


Figura 18: Desplazamiento total del eslabón grande de aluminio.

### 1.1.2. ACERO



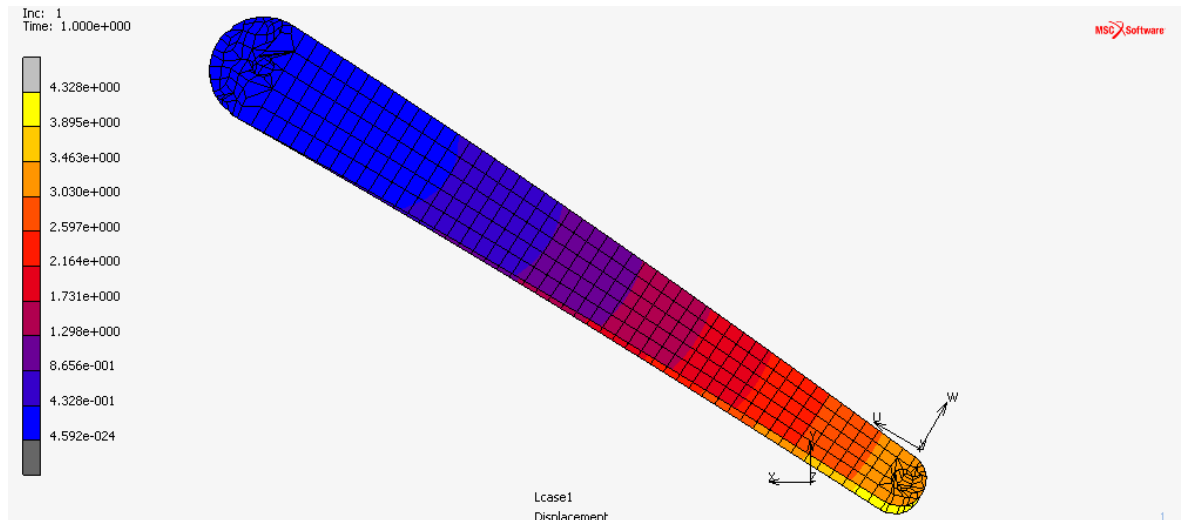


Figura 19: Desplazamiento total del eslabón grande de acero.

### 1.1.3. CONCLUSIONES DE LA ELECCIÓN DE MATERIAL SEGÚN EL ANÁLISIS ESTÁTICO DE DESPLAZAMIENTO TOTAL

Como se puede apreciar en los resultados de los desplazamientos totales de los puntos del eslabón grande, como el eslabón construido mediante aluminio se deforma mucho más que el construido por acero. Por tanto, para disminuir ese desplazamiento total una solución adecuada puede ser aumentar el espesor del eslabón. Para poder igualar los desplazamientos totales de los puntos de los dos eslabones de cada material, la cantidad de material que habrá que añadir como espesor del eslabón será mucho mayor en el de aluminio que en el de acero. Aunque el acero sea algo más caro que el aluminio, la cantidad de material de más que habrá que utilizar en el eslabón de aluminio comparado con la cantidad de material del eslabón de acero supondrá un coste mayor en el presupuesto de la construcción de la máquina. Por tanto, como material se utilizará el acero que la deformación será menor que la del aluminio.

### 1.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y. FLECHA MÁXIMA DEL BRAZO MECÁNICO ACERO

En el desplazamiento que tendrán todos los puntos en el eje z por la deformación causada por las cargas que intervienen en el eslabón durante su funcionamiento. Este desplazamiento está definido en coordenadas locales y el eje y será el que indica la flecha máxima de este eslabón del brazo mecánico. Las cargas que intervienen en el eslabón no están mayoradas y por tanto, esas cargas que intervendrán en este análisis estático serán las reales. Esto indica a que se calcularán los resultados del eslabón para el estado límite de servicio. En las condiciones de diseño de este brazo mecánico se indica como la flecha máxima que se puede permitir será la siguiente:

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm}$$

#### FLECHA DEL ESLABÓN CON ESPESOR DE 25 mm

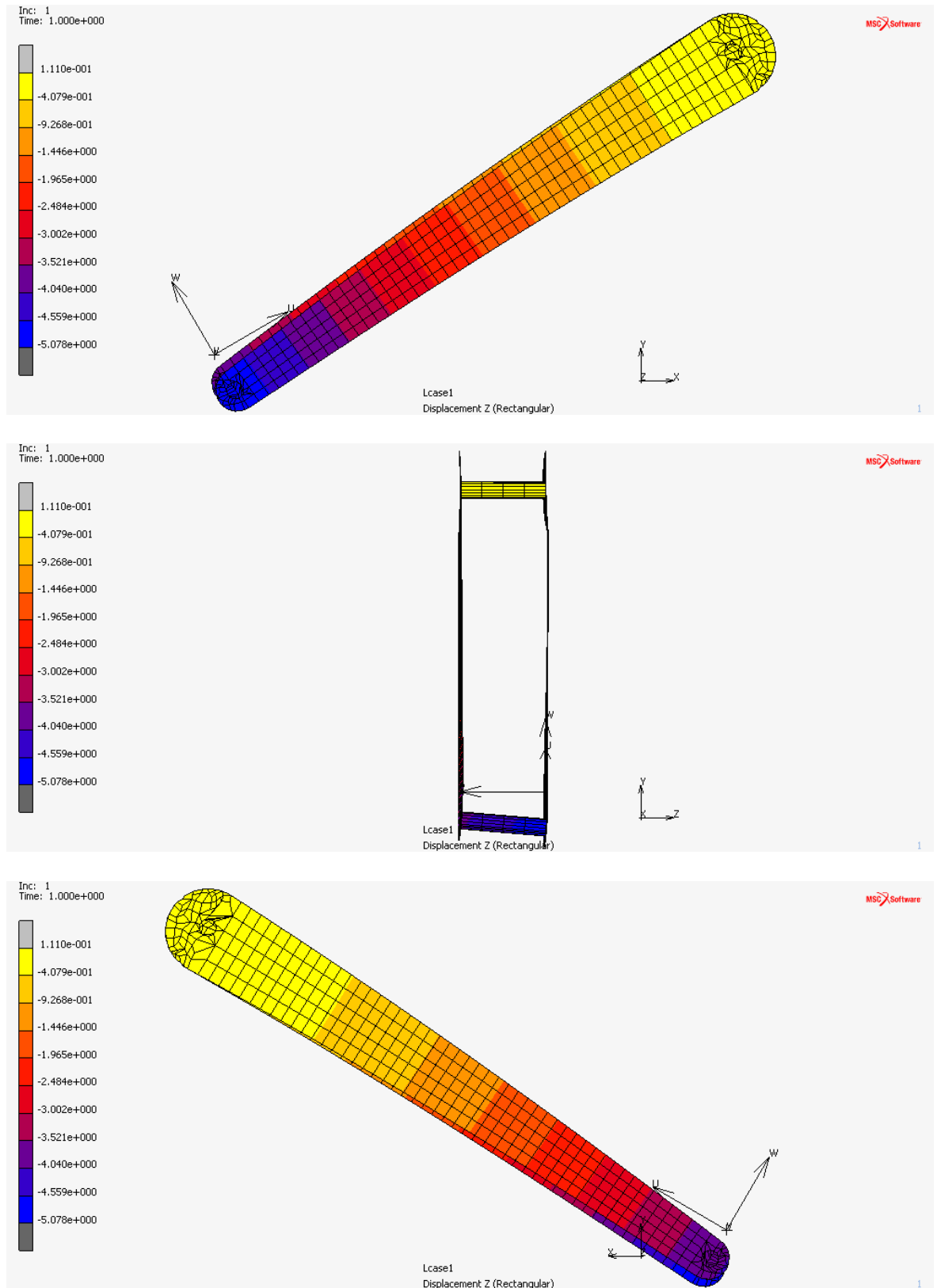


Figura 20: Flecha máxima del eslabón grande espesor 25 mm.

En este caso, el eslabón tendrá un espesor de 25 mm. Con este espesor la máxima deformación en el eje local z o la flecha máxima que tiene el eslabón, como se ve en la figura anterior será de  $-5.078$  mm. El signo menos es indicativo

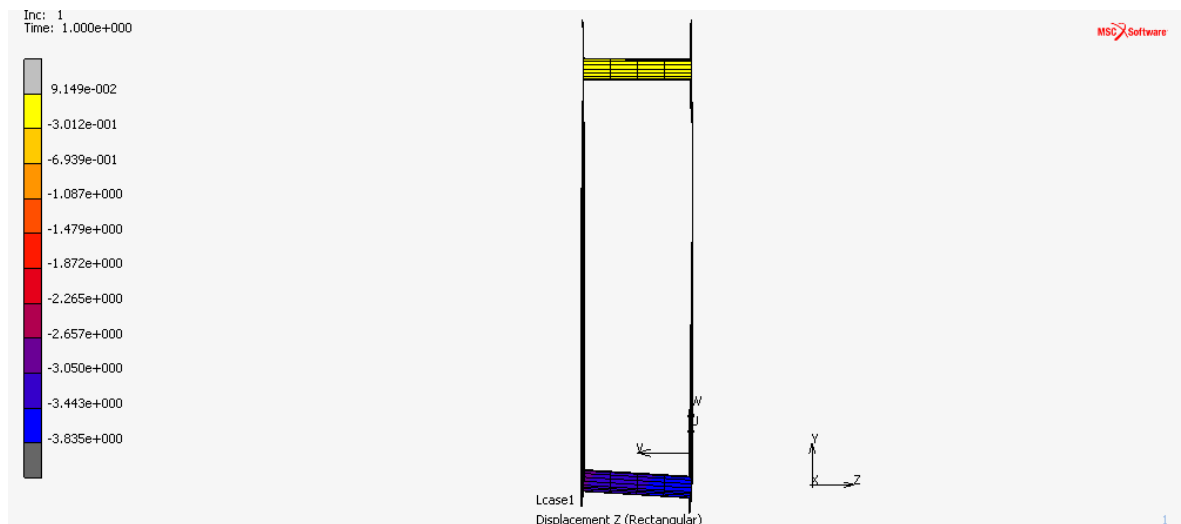
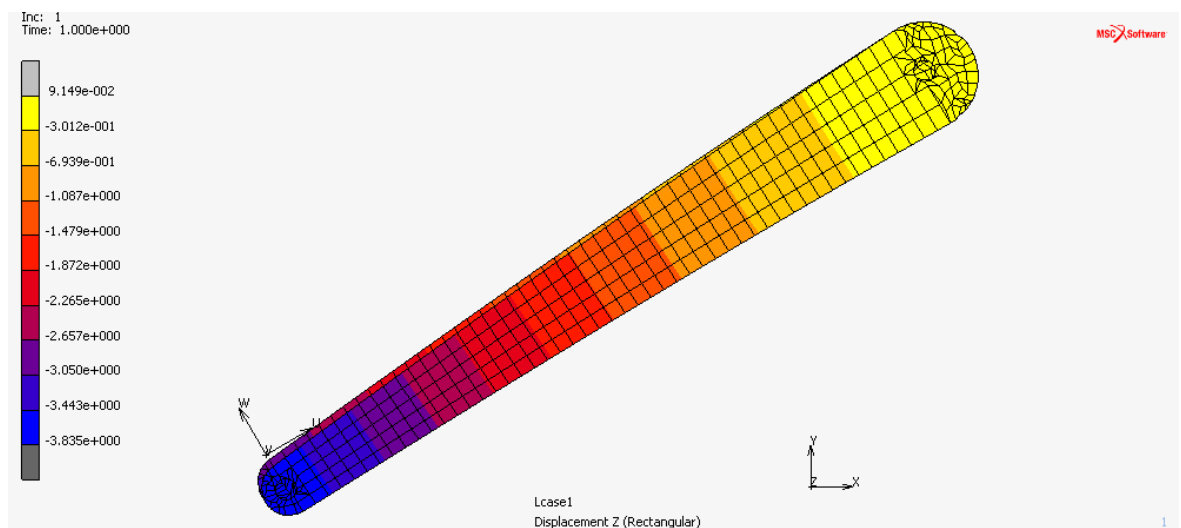
de que el eslabón flexiona para abajo a causa de las cargas que deberá soportar el brazo mecánico.

Por tanto, la flecha de este eslabón es de 5.078 mm pero este modelo de eslabón sobrepasa esta flecha máxima admisible que es de 4 mm.

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm} < 5.078 \text{ mm}$$

Por tanto, habrá que rebajar la flecha de este eslabón para que sea menor que la flecha máxima admisible. Habrá que tener en cuenta alguna técnica que sea capaz de mejorar la flecha. Una técnica para mejorar la flecha del eslabón será la de incrementar el espesor del eslabón y así poder rebajar la flecha.

### FLECHA DEL ESLABÓN CON ESPESOR DE 45 mm



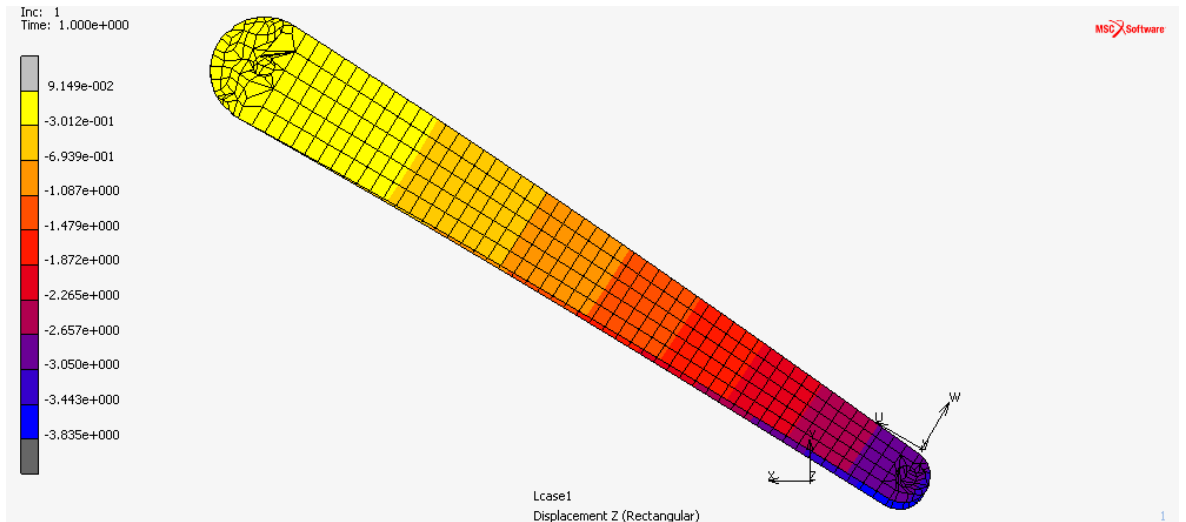
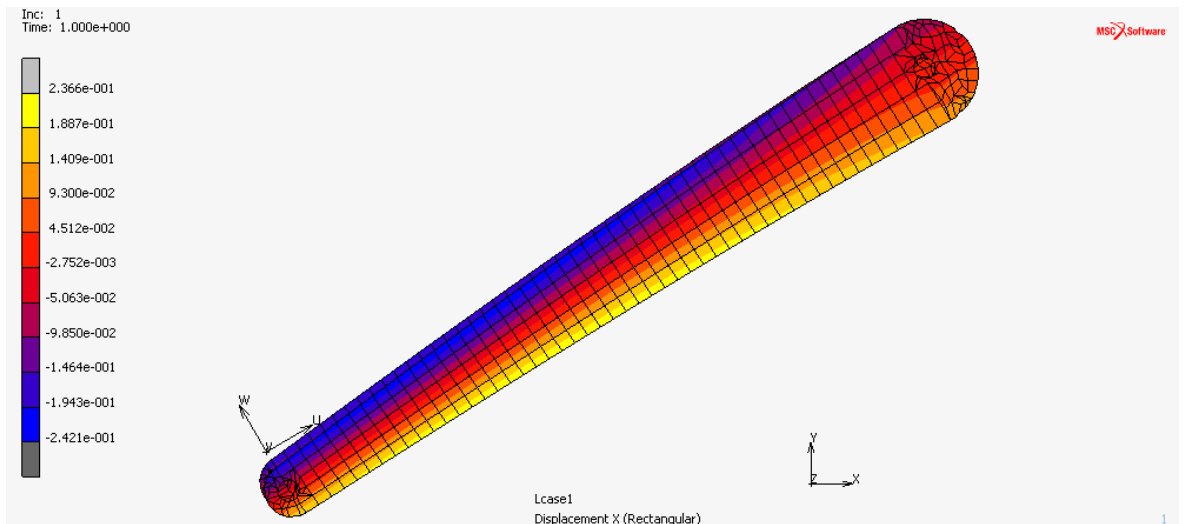


Figura 21: Flecha máxima del eslabón grande espesor 45 mm.

### 1.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X



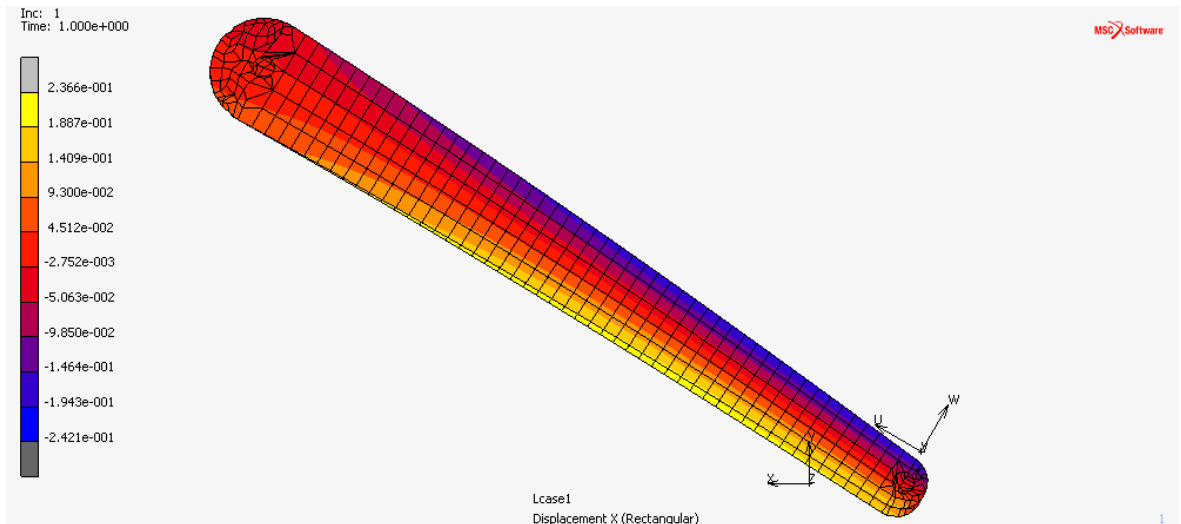
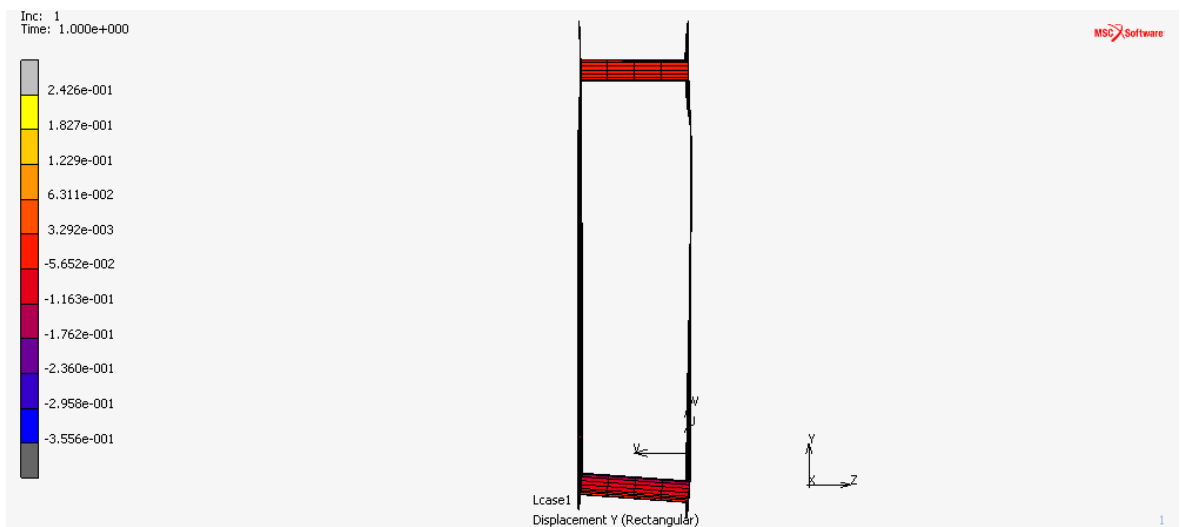
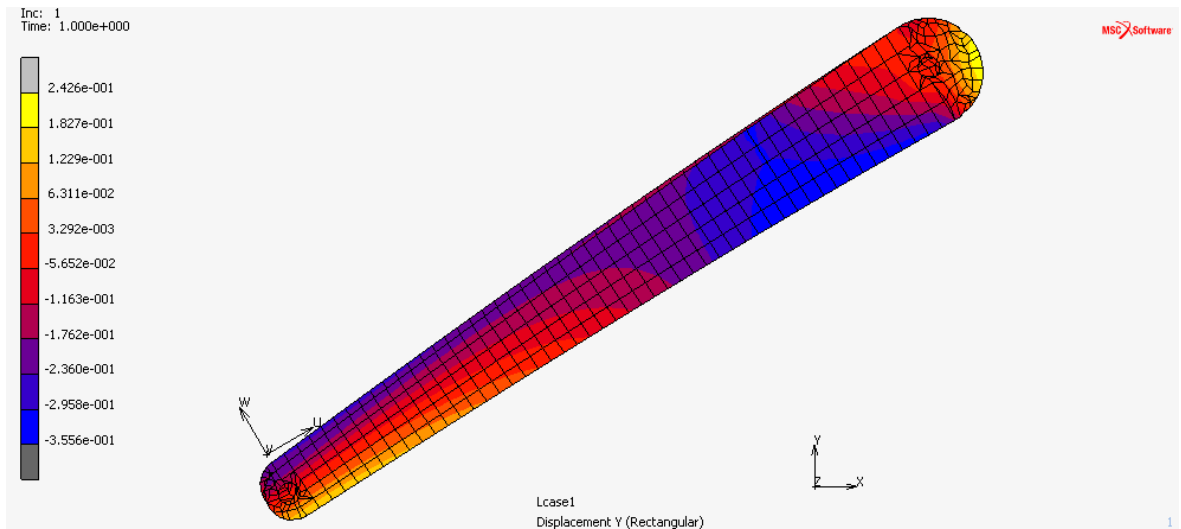


Figura 22: Desplazamiento en el eje x del eslabón grande.

### 1.4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z





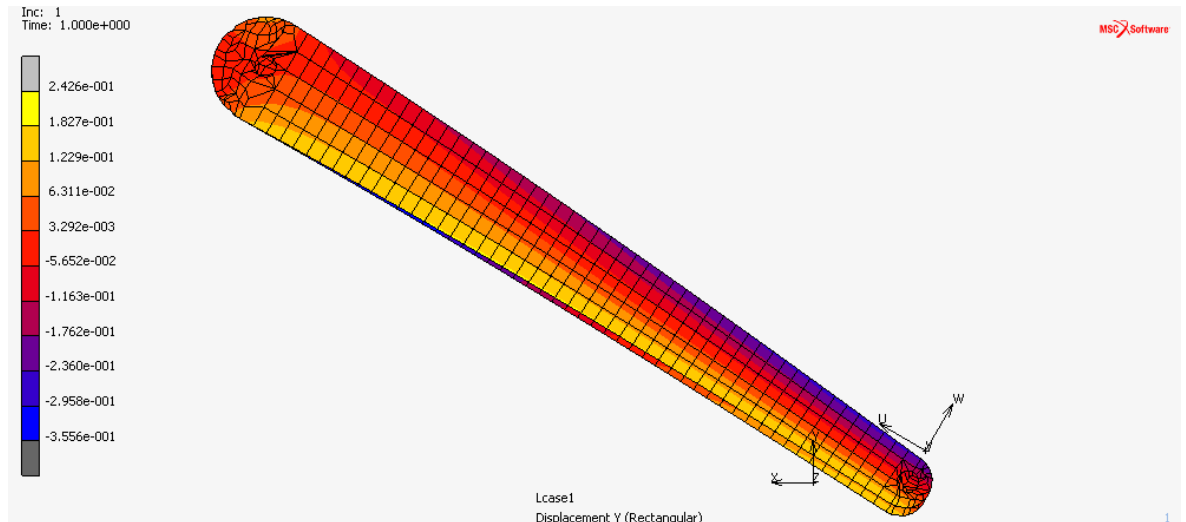


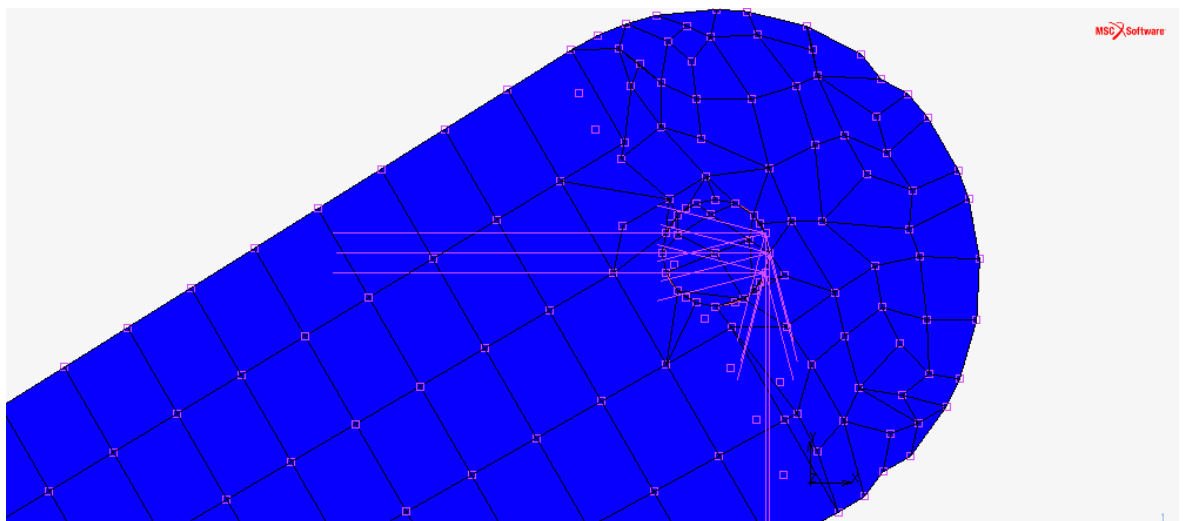
Figura 23: Desplazamiento en el eje z del eslabón grande.

## 1.5. REACCIONES EN EL EJE X

Para calcular las reacciones en el eje x del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar el eslabón una carga muy grande, las reacciones en el eje x que tendrá que soportar en el rodamiento de unión entre los dos eslabones serán en dirección positiva del eje x. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar el rodamiento y que también para determinar el análisis estático del eslabón pequeño, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en la parte derecha de la circunferencia de unión entre los dos eslabones que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje x.

En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.

### 1.5.1. ESLABÓN DERECHO

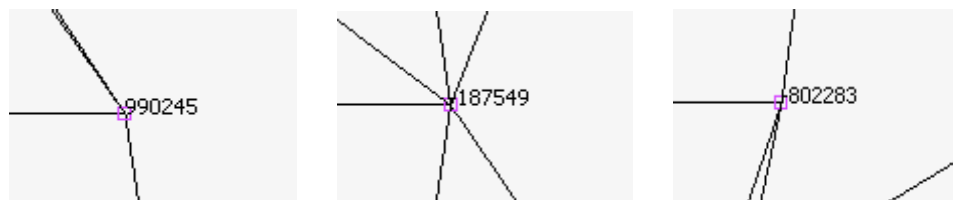
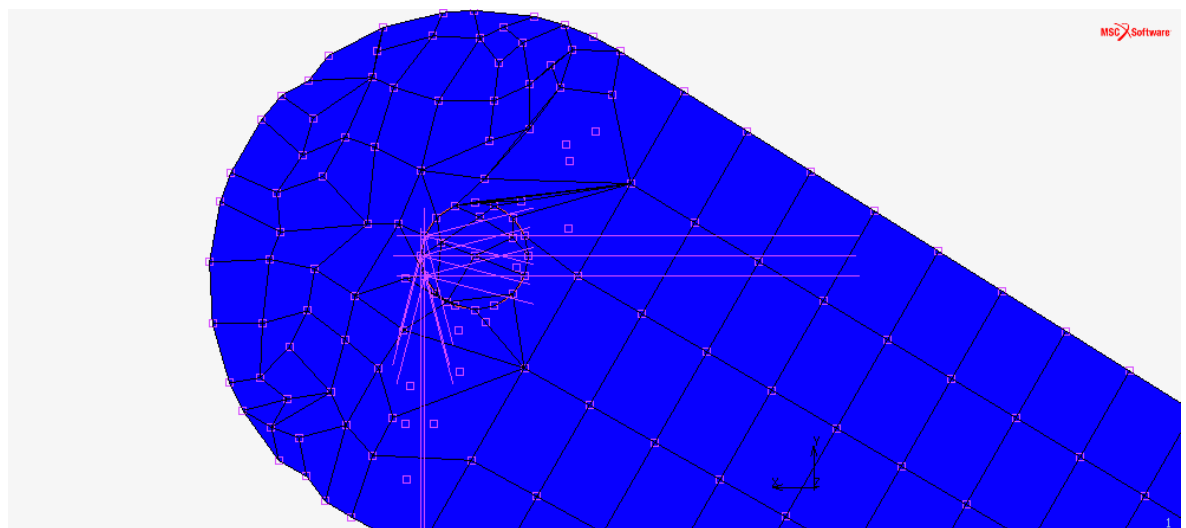




Reacción total en el eje x =  $990245 \text{ N} - 187549 \text{ N} - 802283 \text{ N}$

**Reacción total en el eje x =  $413 \text{ N} = 0.413 \text{ kN}$**

### 1.5.2. ESLABÓN IZQUIERDO



Reacción total en el eje x =  $990245 \text{ N} - 187549 \text{ N} - 802283 \text{ N}$

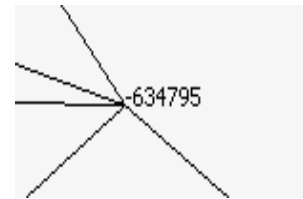
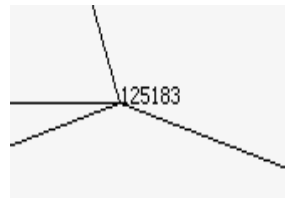
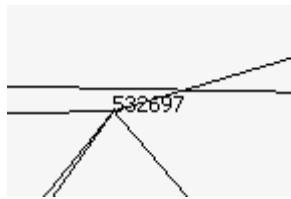
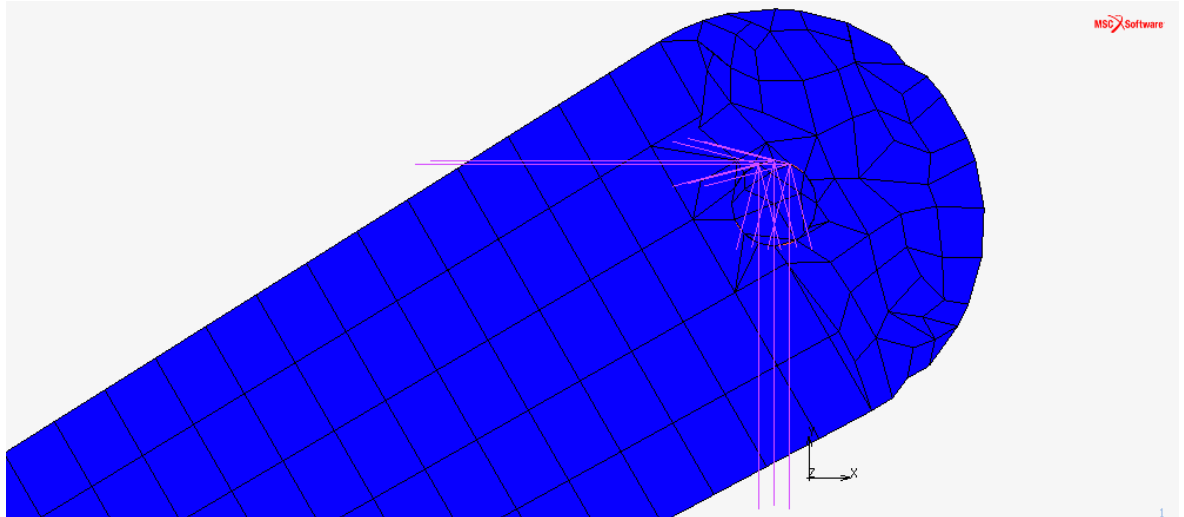
**Reacción total en el eje x =  $413 \text{ N} = 0.413 \text{ kN}$**

### 1.6. REACCIONES EN EL EJE Y

Para calcular las reacciones en el eje y del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar el eslabón una carga muy grande, las reacciones en el eje y que tendrá que soportar en el rodamiento de unión entre los dos eslabones serán en dirección contraria al peso de la carga. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar el rodamiento y que también para determinar el análisis estático del eslabón pequeño, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en la parte baja de la circunferencia de unión entre los dos eslabones que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje y.

En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.

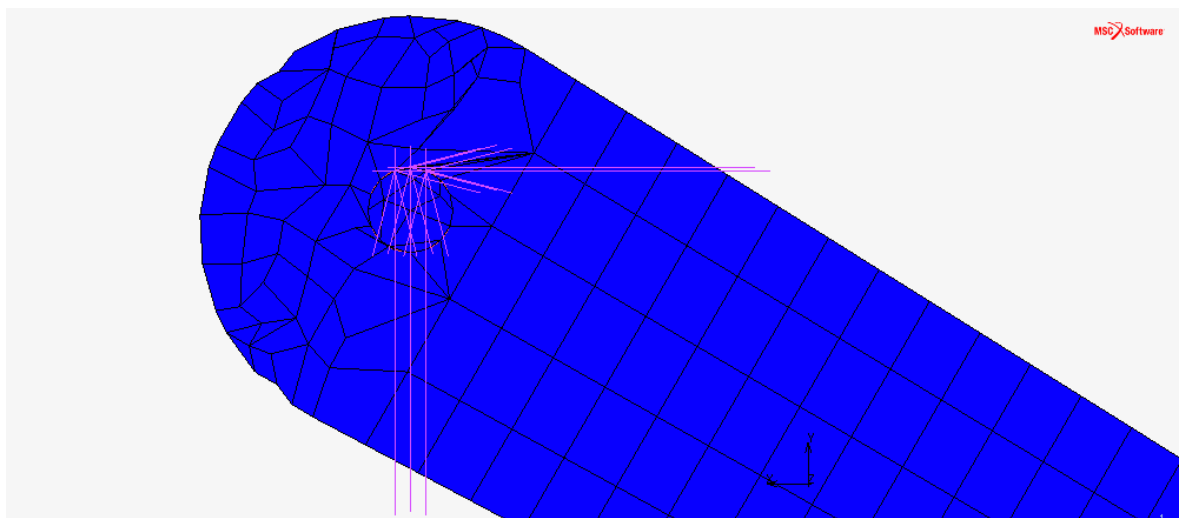
### 1.6.1. ESLABÓN DERECHO

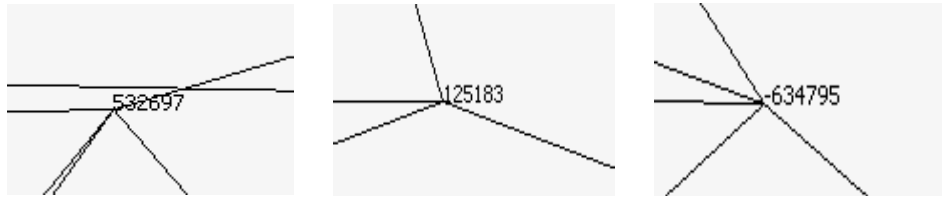


$$\text{Reacción total en el eje y} = 532697 \text{ N} + 125183 - 634795 \text{ N}$$

$$\text{Reacción total en el eje y} = 23085 \text{ N} = 23.085 \text{ kN}$$

### 1.6.2. ESLABÓN IZQUIERDO





Reacción total en el eje y =  $532697 \text{ N} + 125183 - 634795 \text{ N}$

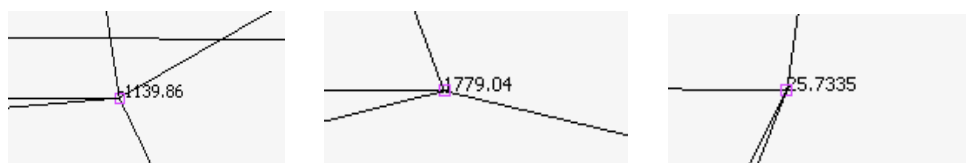
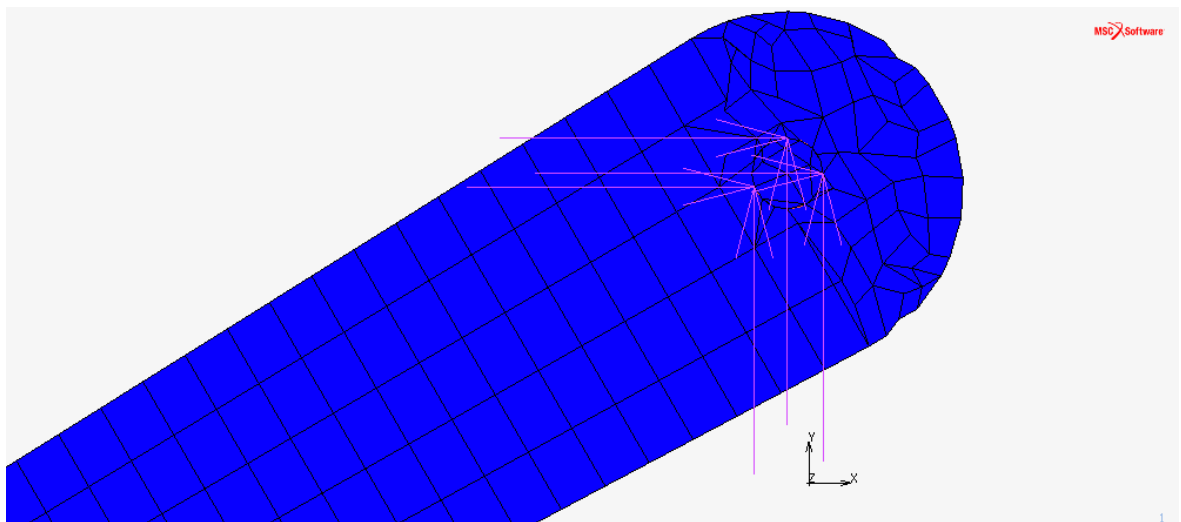
**Reacción total en el eje y =  $23085 \text{ N} = 23.085 \text{ kN}$**

## 1.7. REACCIONES EN EL EJE Z

Para calcular las reacciones en el eje z del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar el eslabón una carga muy grande, las reacciones en el eje z que tendrá que soportar en el rodamiento de unión entre los dos eslabones serán en dirección positiva del eje z. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar el rodamiento y que también para determinar el análisis estático del eslabón pequeño, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, tres nudos cualesquiera de la circunferencia de unión entre los dos eslabones. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje z.

En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.

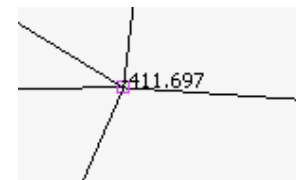
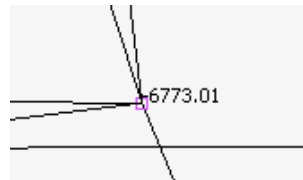
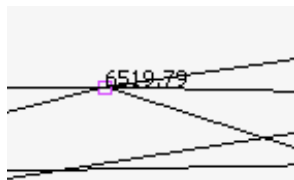
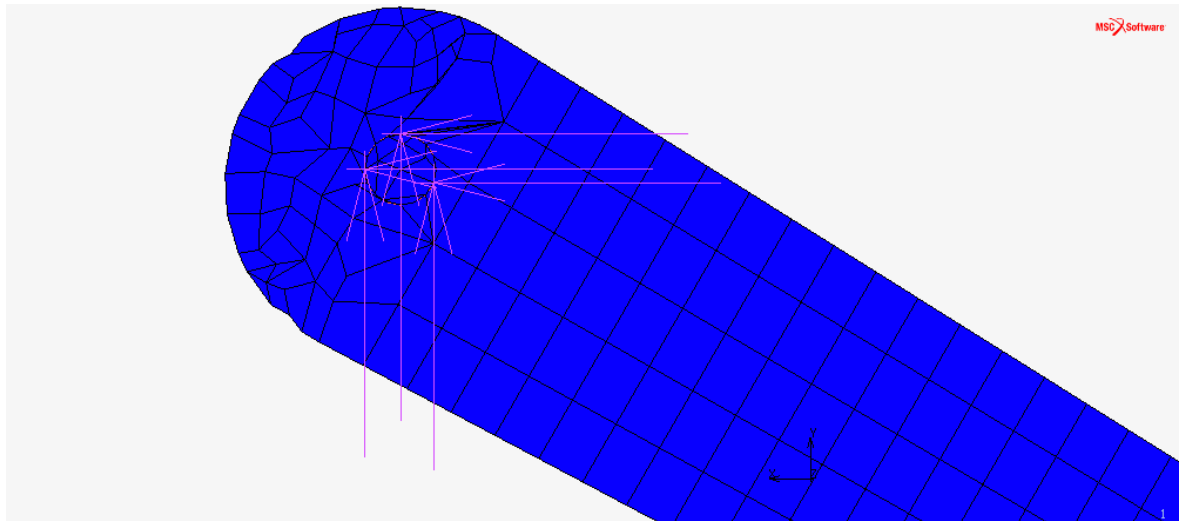
### 1.7.1. ESLABÓN DERECHO



Reacción total en el eje z =  $-1139.89 \text{ N} + 1779.04 \text{ N} + 25.7335 \text{ N}$

**Reacción total en el eje z =  $665.2435 \text{ N} = 0.665 \text{ kN}$**

## 1.7.2. ESLABÓN IZQUIERDO



Reacción total en el eje z = 6519.79 N – 6773.01 N – 411.697 N

**Reacción total en el eje z = –664.917 N = –0.665 kN**

## 1.8. COORDENADAS CILINDRICAS

Se analizará el eslabón mediante coordenadas cilíndricas y así poder estudiar la deformación del eslabón en los ejes radial, tangencial y en el z. Con estos resultados lo que se tratará de conseguir será los rodamientos adecuados en las uniones correspondientes al eslabón. Por tanto, según la deformación que tenga en cada eje de coordenadas cilíndricas se elegirá el rodamiento adecuado para ese caso. Por tanto, se elegirá un rodamiento que sea capaz de soportar la deformación indicada en este caso.

### 1.8.1. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE RADIAL

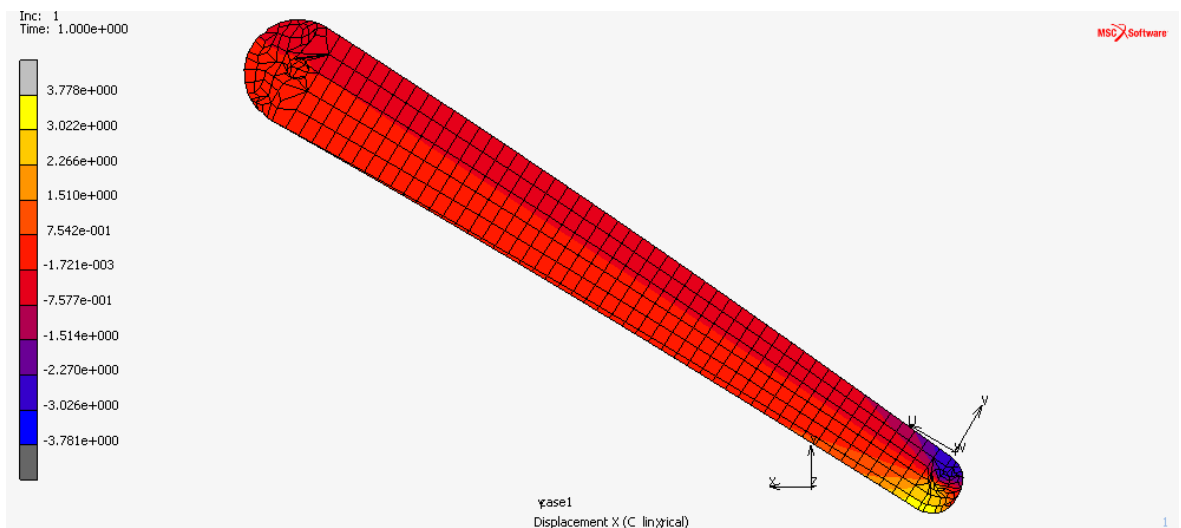
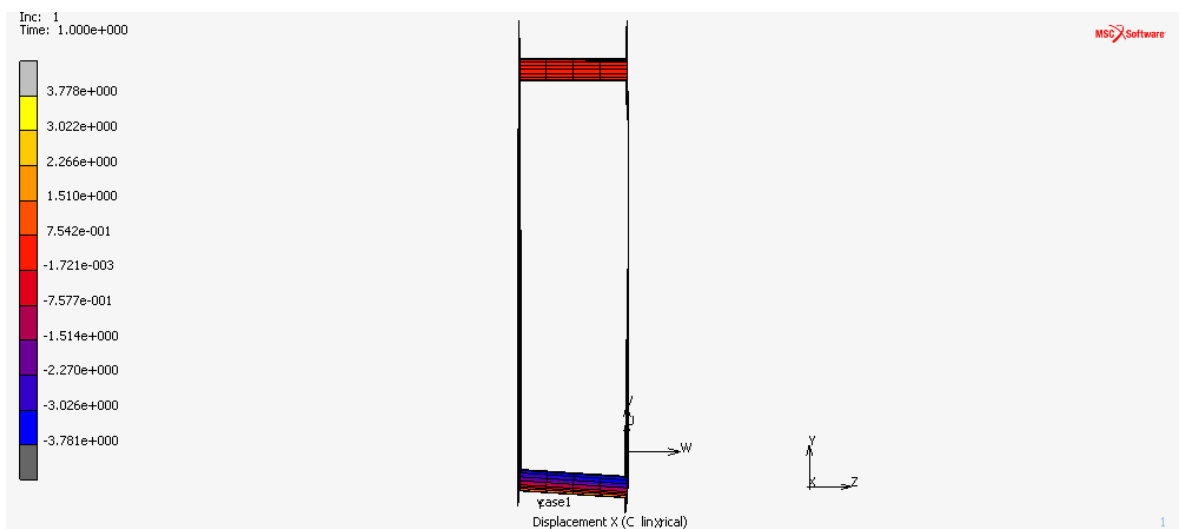
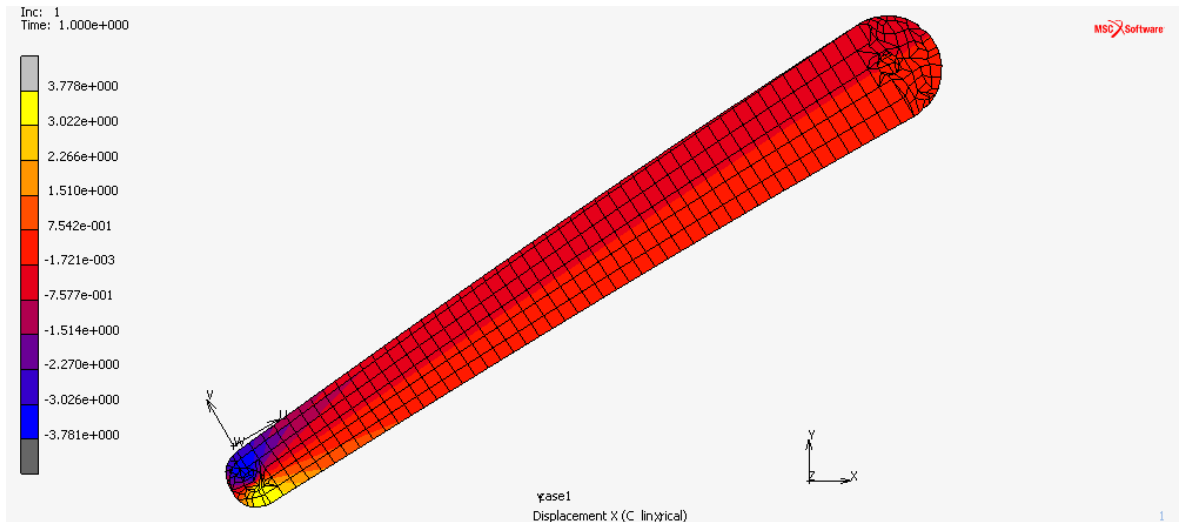


Figura 24: Desplazamiento en el eje radial del eslabón grande.

### 1.8.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE TANGENCIAL

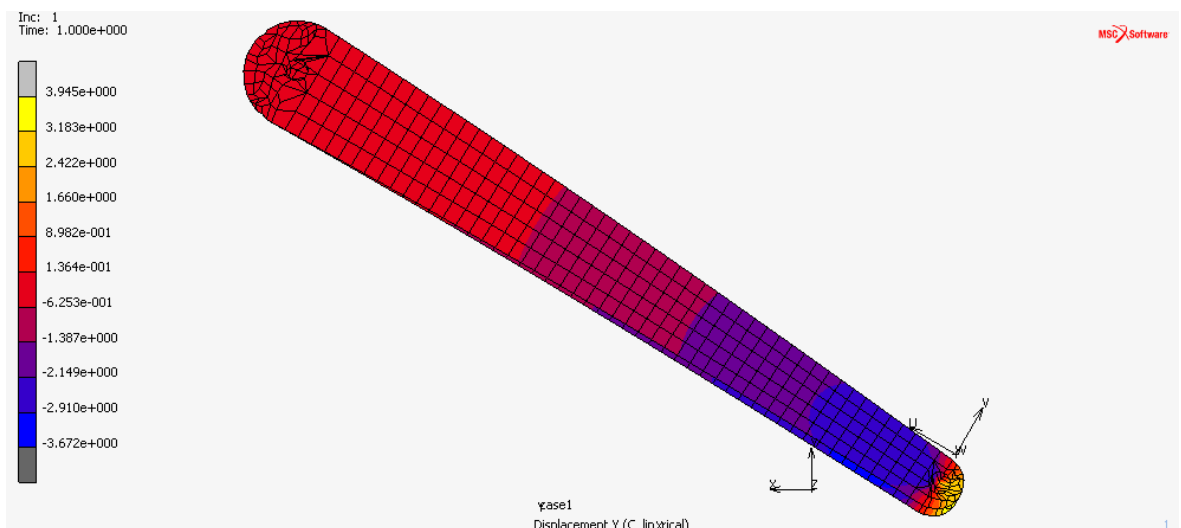
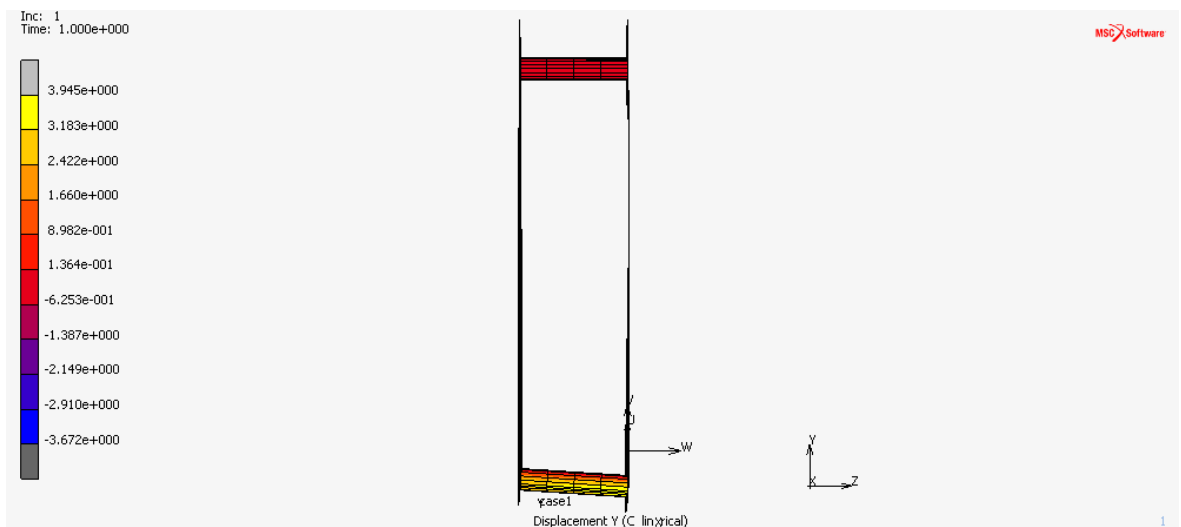
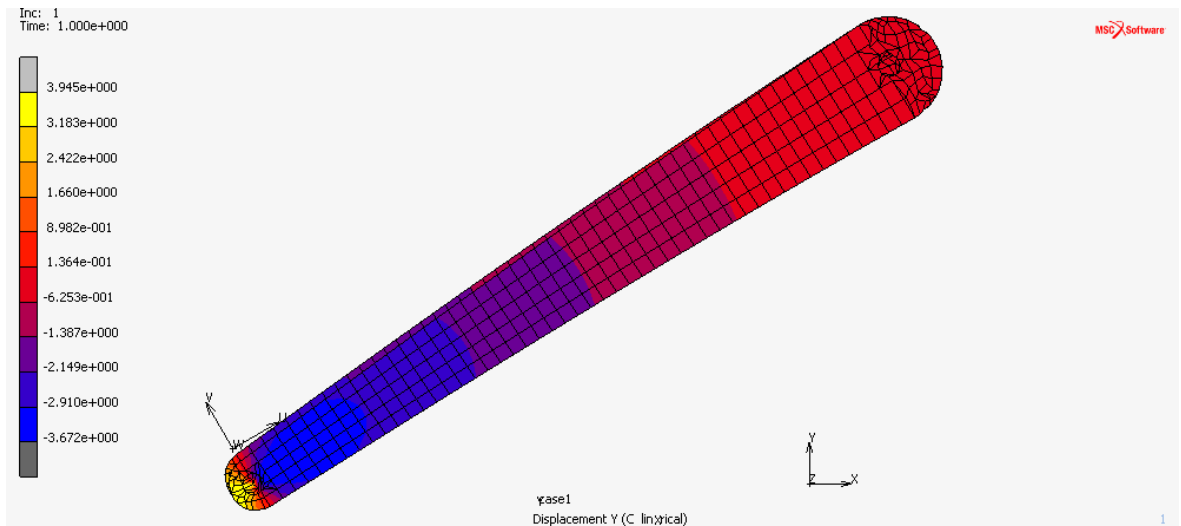


Figura 25: Desplazamiento en el eje tangencial del eslabón grande.

### 1.8.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE AXIAL





En estos resultados en coordenadas cilíndricas de los esfuerzos que aparecen en el eslabón grande del brazo mecánico se puede observar como en la zona donde va haber un rodamiento aparecen esfuerzos axiales y radiales. A la hora de elegir el tipo de rodamiento los esfuerzos tangenciales se apartarán porque el rodamiento no sufre esos esfuerzos al estar girando. Por tanto, con estos resultados se podrá elegir los rodamientos adecuados para este eslabón.

## 2. ESLABÓN PEQUEÑO

En este caso se analizará el eslabón más corto que será el que estará unido al eslabón grande mediante un rodamiento adecuado por un lado y por el otro estará unido mediante otro rodamiento a la base de la máquina que será el elemento que soporte toda las cargas e interacciones que aparezcan en él. El eslabón tendrá una longitud de dos metros.

El análisis que se hará de este eslabón mediante el programa Marc Mentat 2012 será estático y se deberán especificar unas condiciones y posiciones iniciales del brazo mecánico las cuales se quiere analizar.

Para analizarlo se importara el modelo del eslabón dibujado desde el programa AUTOCAD a Marc Mentat 2012 como se ha dicho anteriormente. Se malla el modelo mediante elementos pequeños y así poder ver el comportamiento de cada uno de ellos al estar sometido a cargas de trabajo. El modelo mallado será el siguiente:

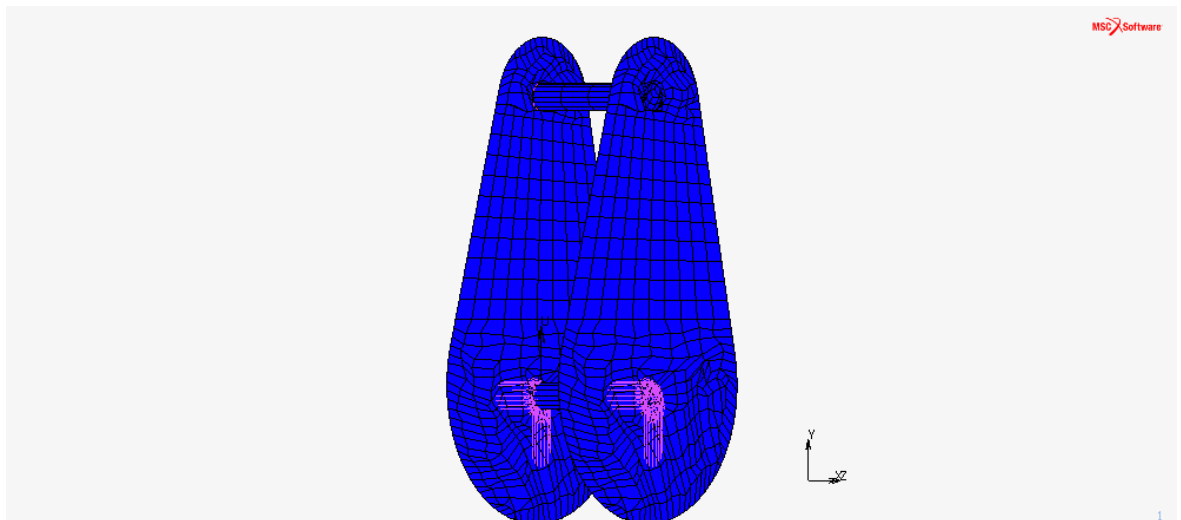


Figura 27: Eslabón pequeño.

Despues de mallar adecuadamente el modelo, se especificarán las condiciones a las que estará sometido el eslabón a la hora de trabajo. Estas condiciones serán las siguientes:

1) La posición inicial que se ha elegido para componer el modelo del eslabón será la posición más desfavorable a la que tiene que llegar el brazo mecánico para poder desempeñar su función. Por tanto, al hacer el análisis de la posición más desfavorable posible, si el brazo mecánico es capaz de soportar las cargas y sea capaz de deformarse menos que la flecha máxima permitida que vendrá especificada en las condiciones de diseño, será capaz de soportarlo también en

cualquier posición que se pueda hallar a lo largo de su trayectoria. La posición más desfavorable en la que se puede hallar el brazo mecánico a lo largo de su trayectoria es la señalada anteriormente en el análisis del eslabón grande.

2) Se restringirán los desplazamientos en los eje x, y, z de la unión llamada hombro la cual será la unión entre el eslabón y la base del brazo mecánico. En esa unión habrá un rodamiento el cual hará que se transmita el movimiento entre los elementos. Por tanto, esta restricción hará que se puedan ver las reacciones a las que estará sometida la unión del hombro y así poder calcular las fuerzas a las que estará sometida la base.

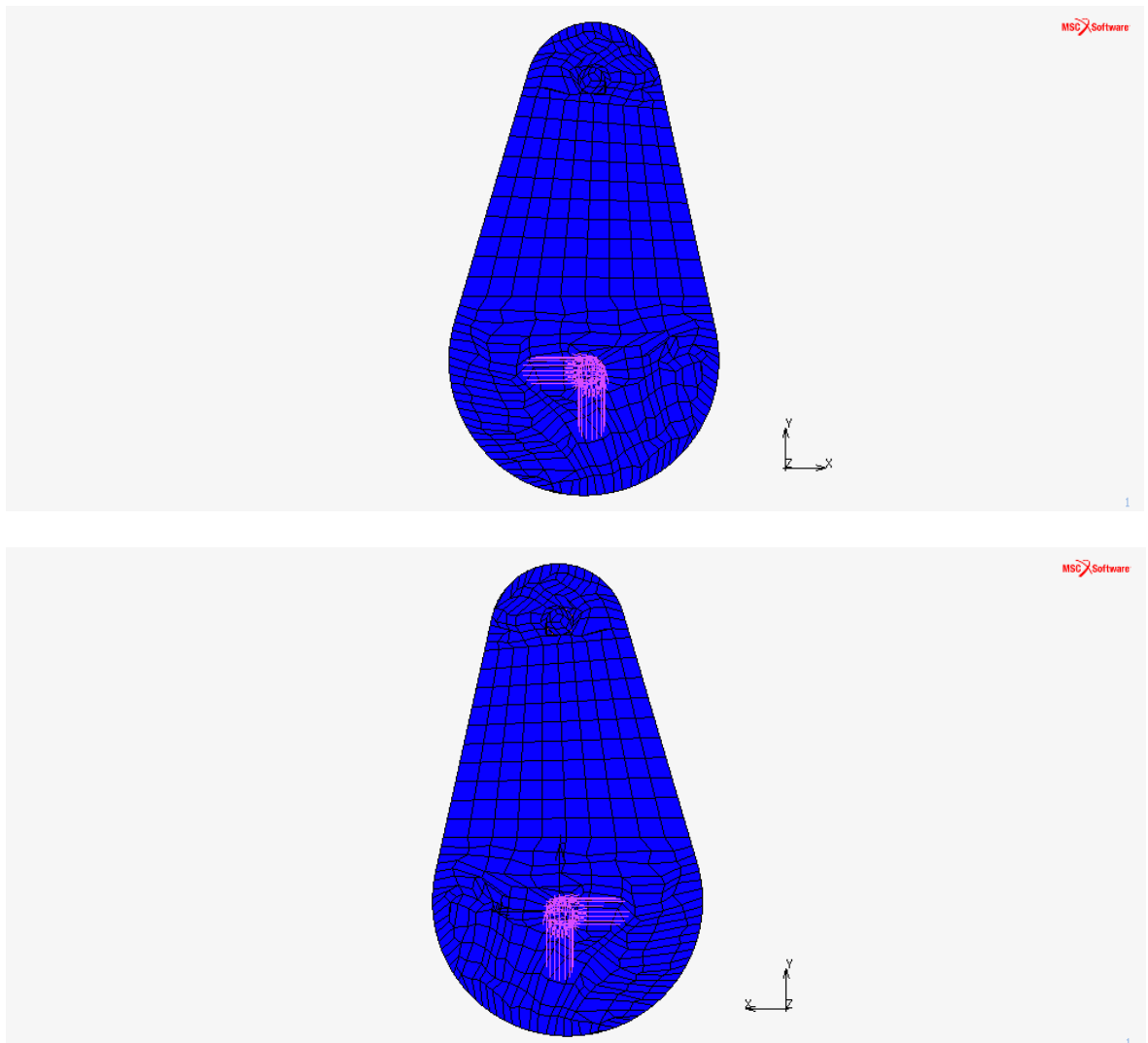


Figura 28: Fijación del eslabón pequeño.

3) Como se ha especificado en las condiciones de diseño del brazo mecánico la carga máxima que podrá soportar sera de 500 kg que equivaldrá a una fuerza de 4900 N. Esta carga estará aplicada en la punta del eslabón donde estará el elemento terminal. Esta carga aplicada en el eslabón grande causa unas reacciones en la unión llamada codo que afectan directamente al eslabón pequeño. Estas reacciones que son causadas por la carga que transporta el brazo mecánico se distribuyen en el

eje x, y, z. Como el brazo estará compuesto por dos eslabones del mismo tipo uno a cada lado de la máquina, las cargas irán aplicadas en el punto del centro donde irá aplicado el rodamiento de la unión del hombro. Las cargas que soportarán los eslabones serán las siguientes:

### ESLABÓN DERECHO

*Carga soportada eje x = -413 N*

*Carga soportada eje y = -23085 N*

*Carga soportada eje z = -664.917 N*

### ESLABÓN IZQUIERDO

*Carga soportada eje x = -413 N*

*Carga soportada eje y = -23085 N*

*Carga soportada eje z = -665.244 N*

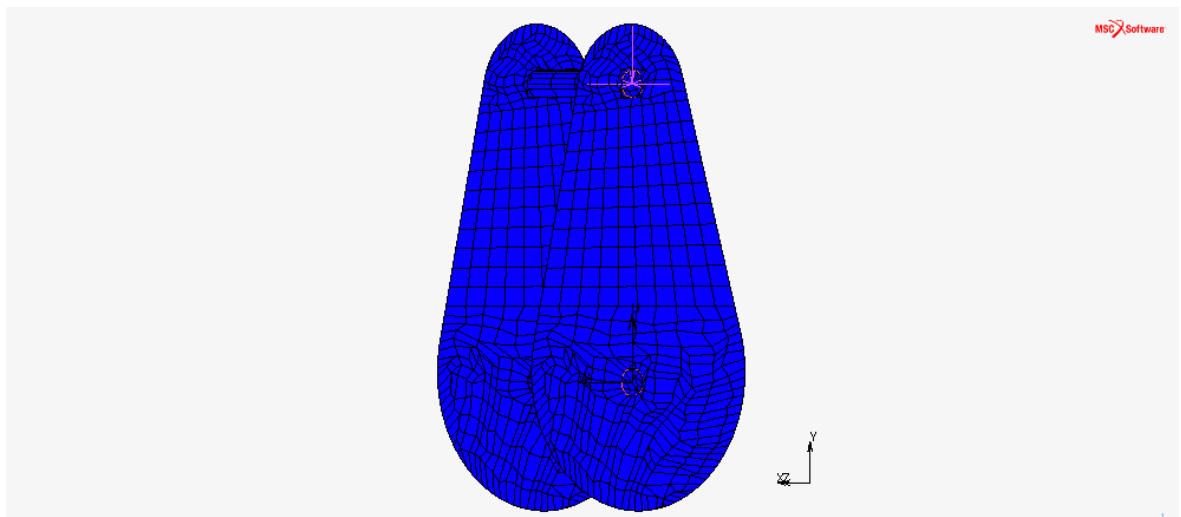
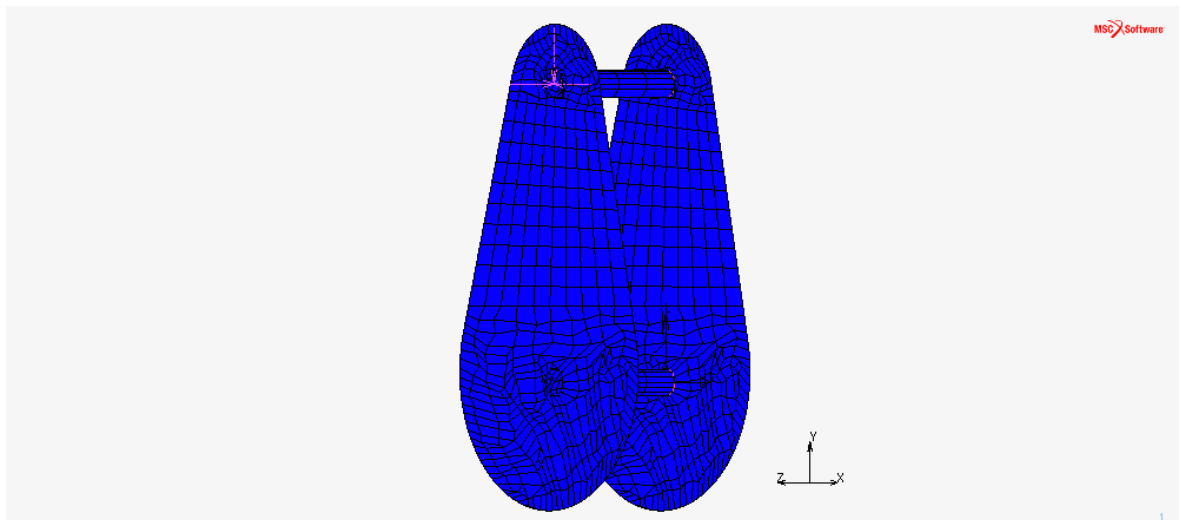
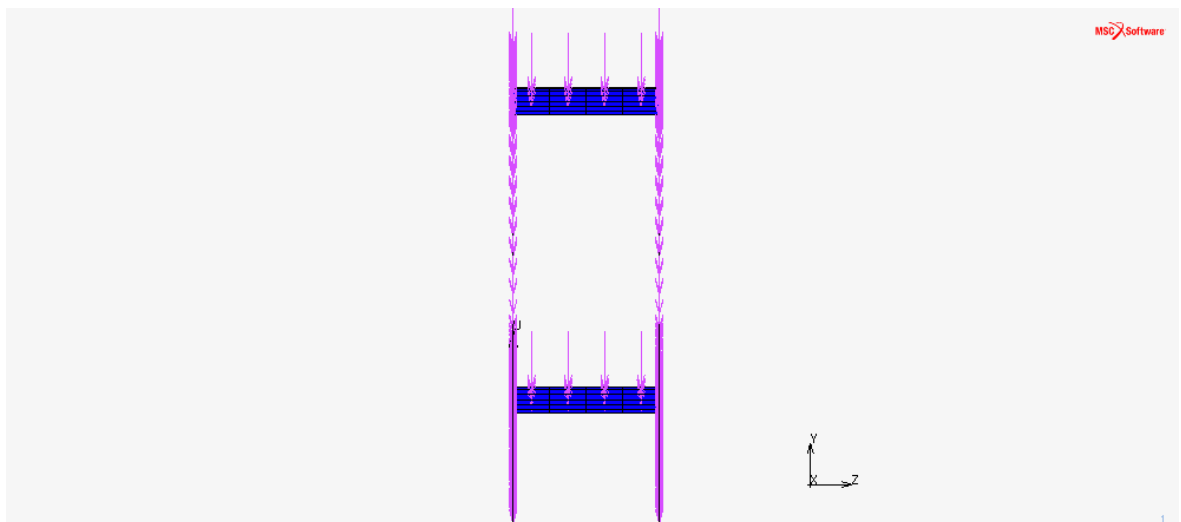
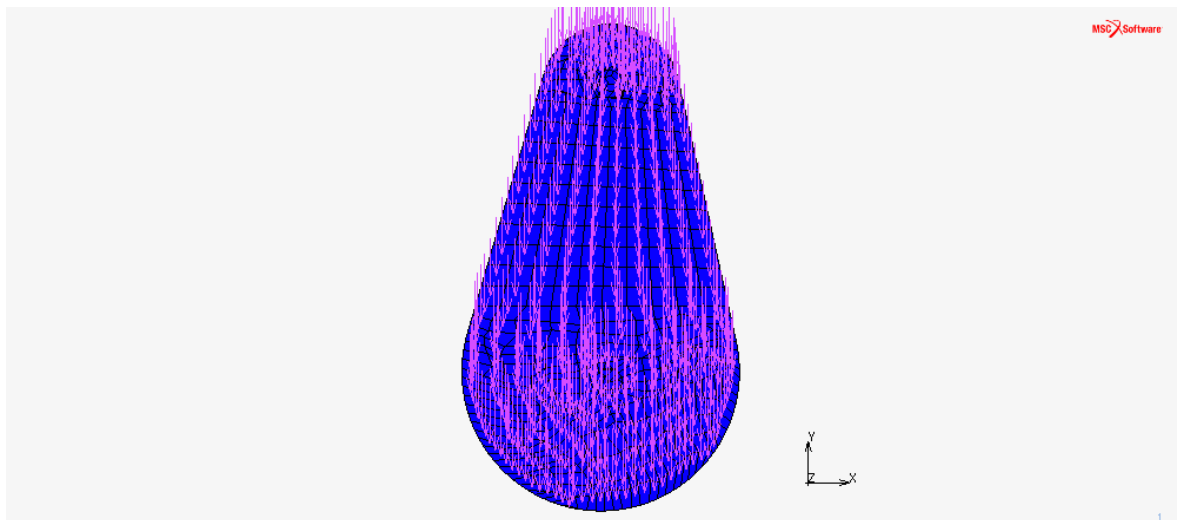


Figura 31: Carga del eslabón pequeño.

4) Se tendrá en cuenta la acción de la gravedad a la hora del uso del brazo mecánico para ver una deformación y tensión más real en el eslabón. La carga que sometera al brazo la gravedad se introducirá sin mayorar porque la fuerza que se crea es totalmente conocida. La fuerza será el producto entre el peso del eslabón y la aceleración de la gravedad.



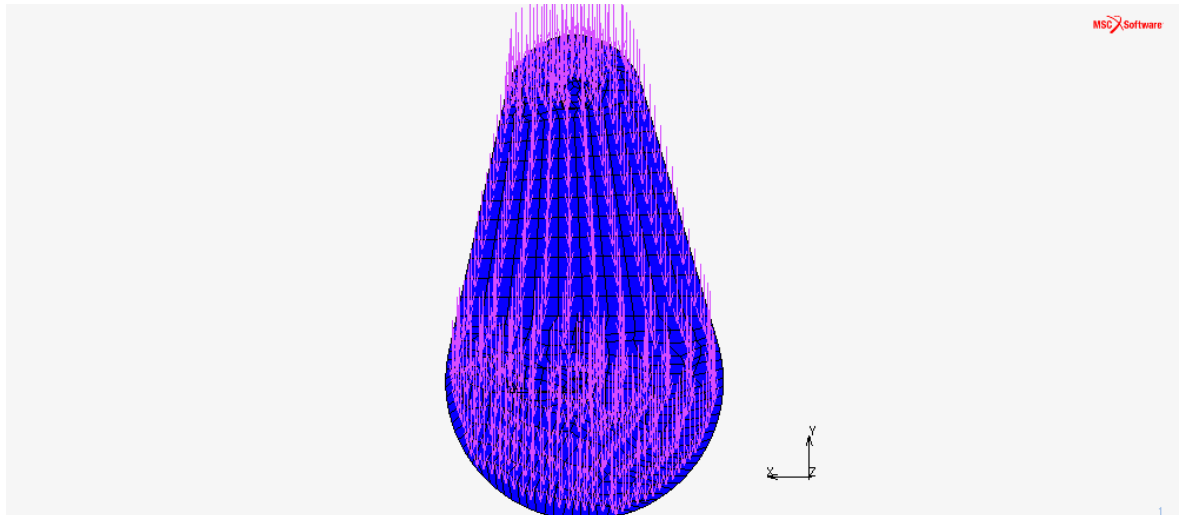
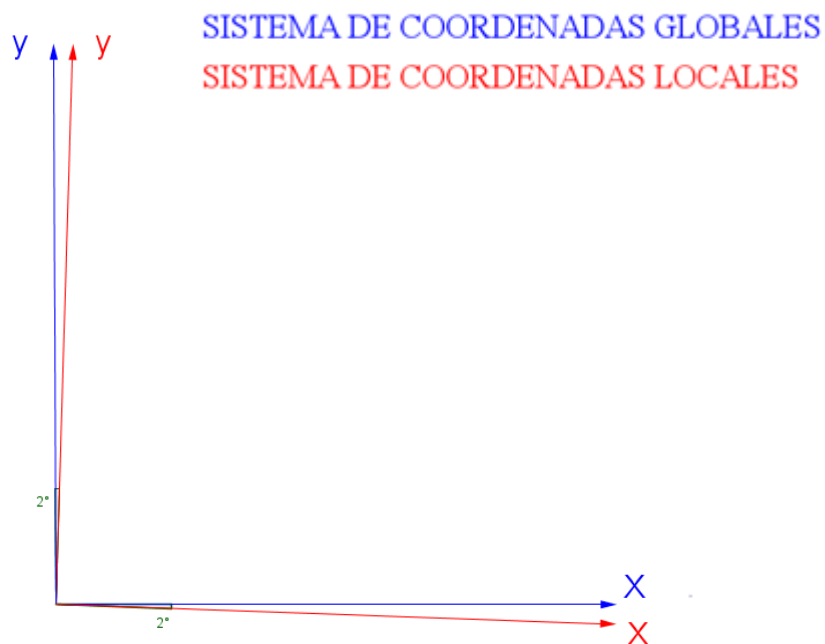


Figura 32: Efecto de la gravedad en el eslabón pequeño.

Una vez acabado el modelo y especificado las condiciones iniciales a las que se encontrará y el material por el cual estará compuesto el brazo mecánico se interpretarán las consecuencias que tendrá el brazo mecánico al estar sometido a las condiciones de trabajo.

Para interpretar bien los resultados lo primero que se hará será definir el sistema de coordenadas. Si no se define el sistema de coordenadas, los resultados se darán en el sistema de coordenadas globales. Si se define según la posición del modelo a analizar el eje de coordenadas que se usará será local. Por tanto, según que tipos de resultados se requieren se utilizará un sistema de coordenadas globales o locales.



## 2.1. DESPLAZAMIENTO TOTAL ACERO

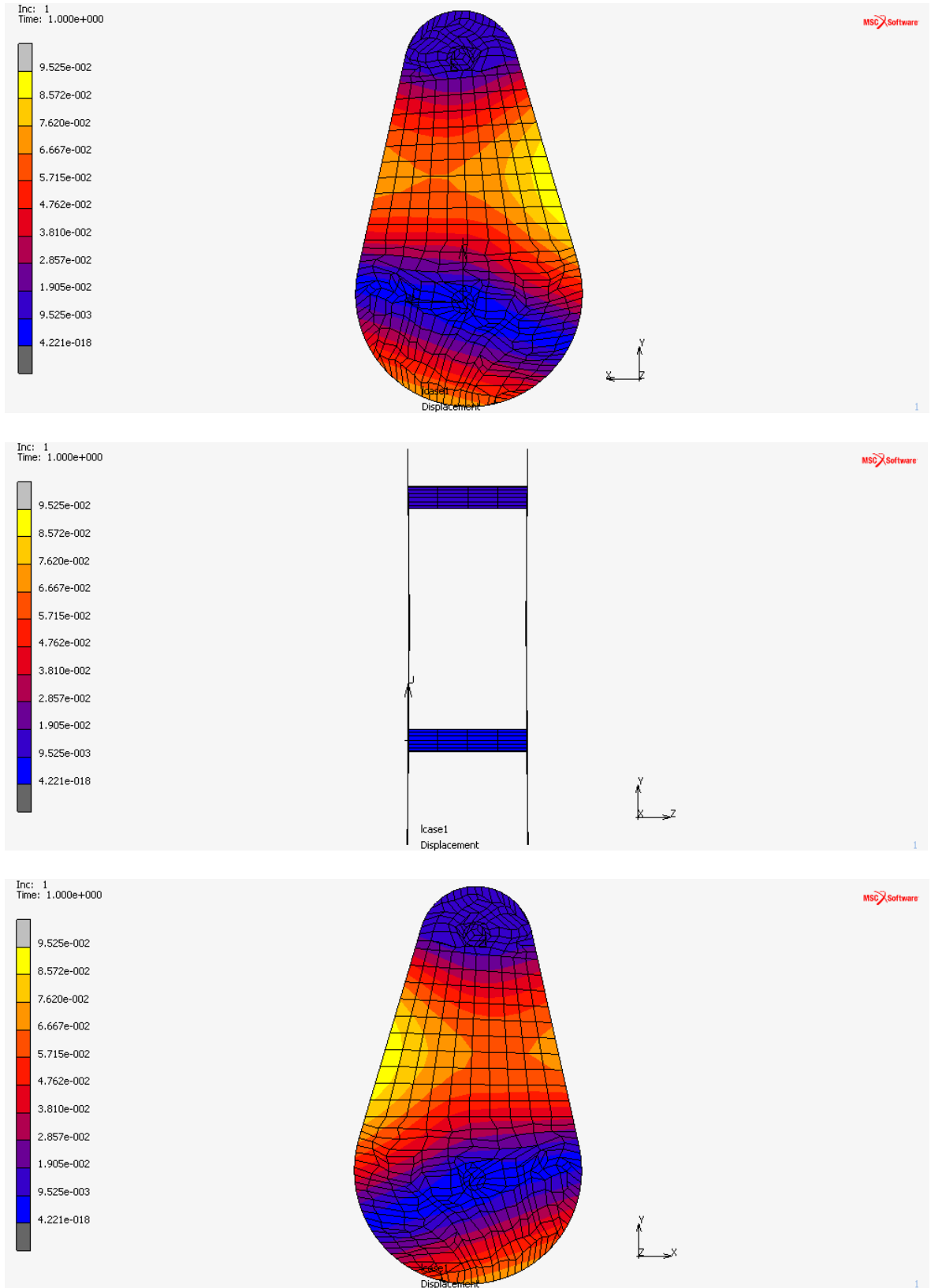


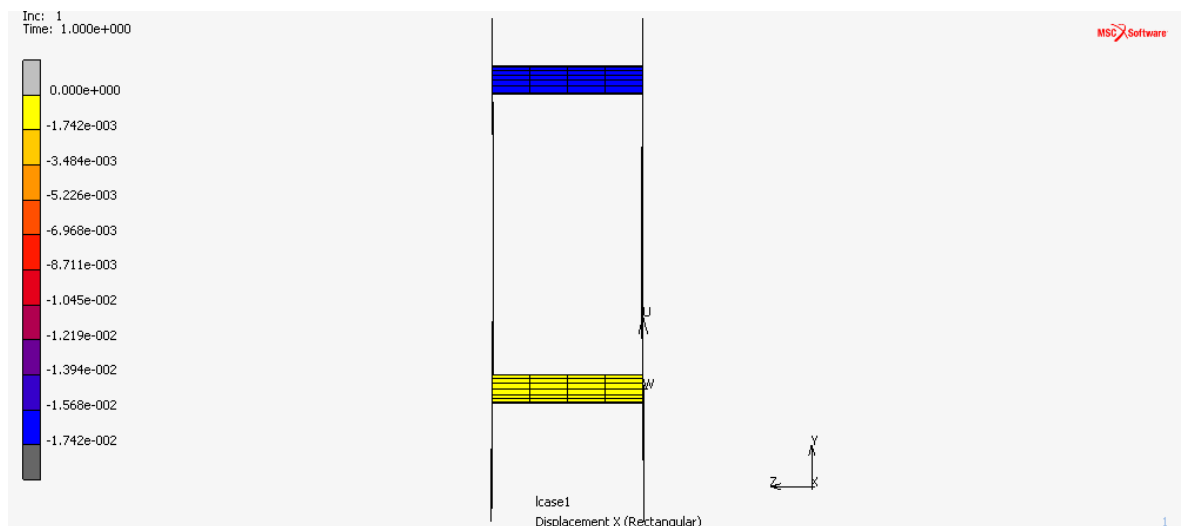
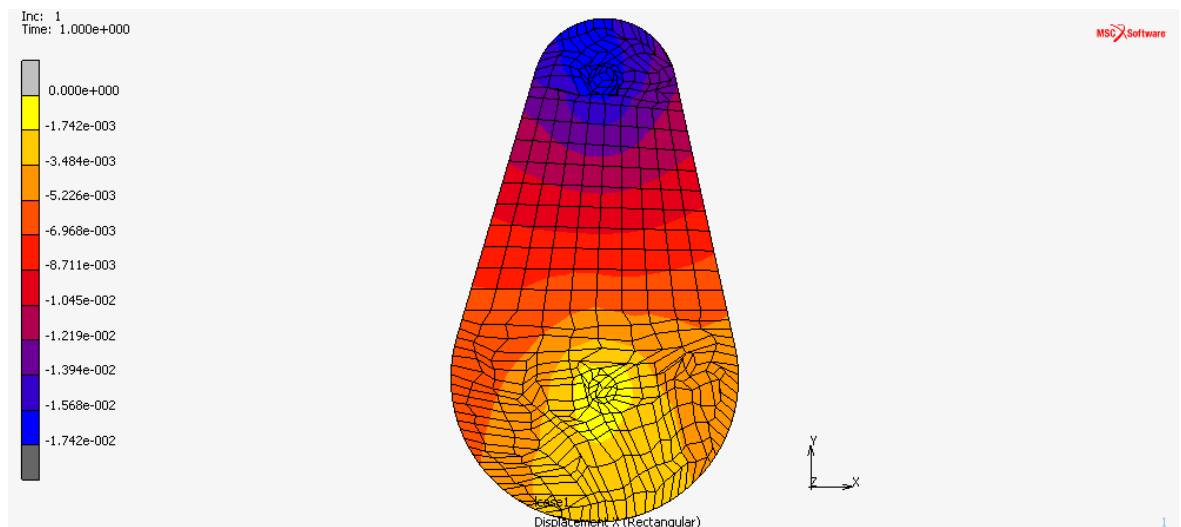
Figura 33: Desplazamiento total del eslabón pequeño.

## 2.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y. FLECHA MAXIMA DEL BRAZO MECÁNICO ACERO

En el desplazamiento que tendrán todos los puntos en el eje z por la deformación causada por las cargas que intervienen en el eslabón durante su funcionamiento. Este desplazamiento está definido en coordenadas locales y el eje z será el que indica la flecha máxima de este eslabón del brazo mecánico. Las cargas que intervienen en el eslabón no están mayoradas y por tanto, esas cargas que intervendrán en este análisis estático serán las reales. Esto indica a que se calcularán los resultados del eslabón para el estado límite de servicio. En las condiciones de diseño de este brazo mecánico se indica como la flecha máxima que se puede permitir será la siguiente:

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm}$$

### 2.2.1. FLECHA DEL ESLABÓN CON ESPESOR DE 25 mm



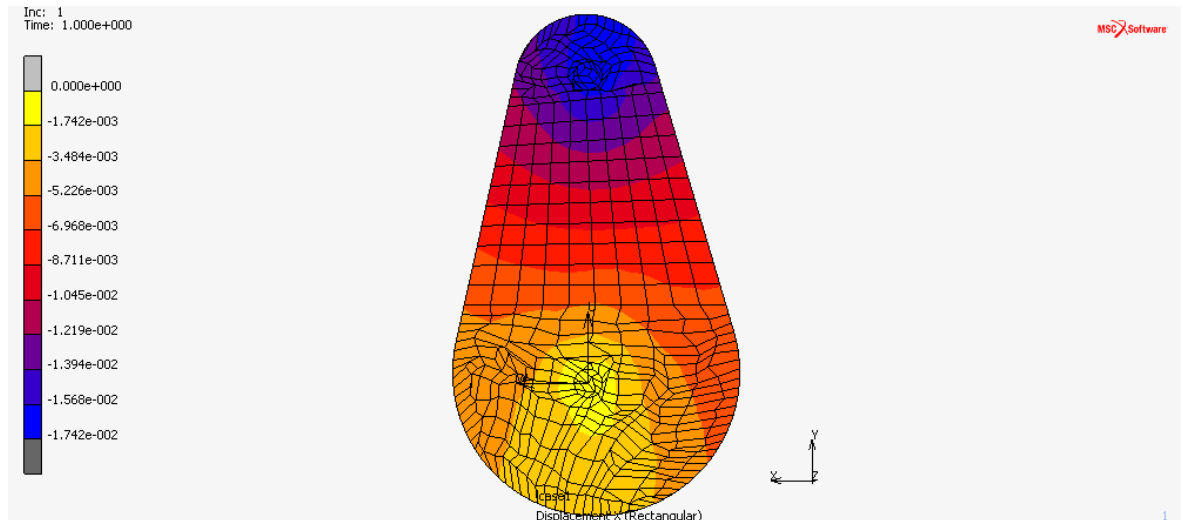


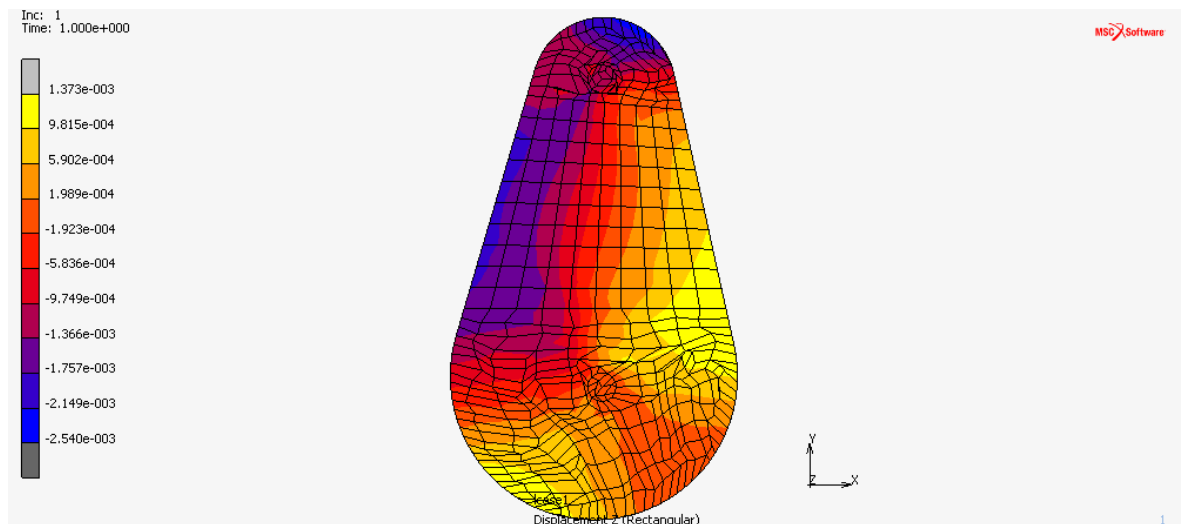
Figura 34: Flecha máxima del eslabón pequeño de espesor 25 mm.

En este caso, el eslabón tendrá un espesor de 25 mm. Con este espesor la máxima deformación en el eje local z o la flecha máxima que tiene el eslabón, como se ve en la figura anterior será de  $-1.742 \times 10^{-2}$  mm. El signo menos es indicativo de que el eslabón flexiona para abajo a causa de las cargas que deberá soportar el brazo mecánico.

Por tanto, la flecha de este eslabón es de  $-1.742 \times 10^{-2}$  mm pero este modelo de eslabón no sobrepasa esta flecha máxima admisible que es de 4 mm. Esta flecha es aceptable.

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm} > 2.466 \times 10^{-2} \text{ mm}$$

### 2.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X





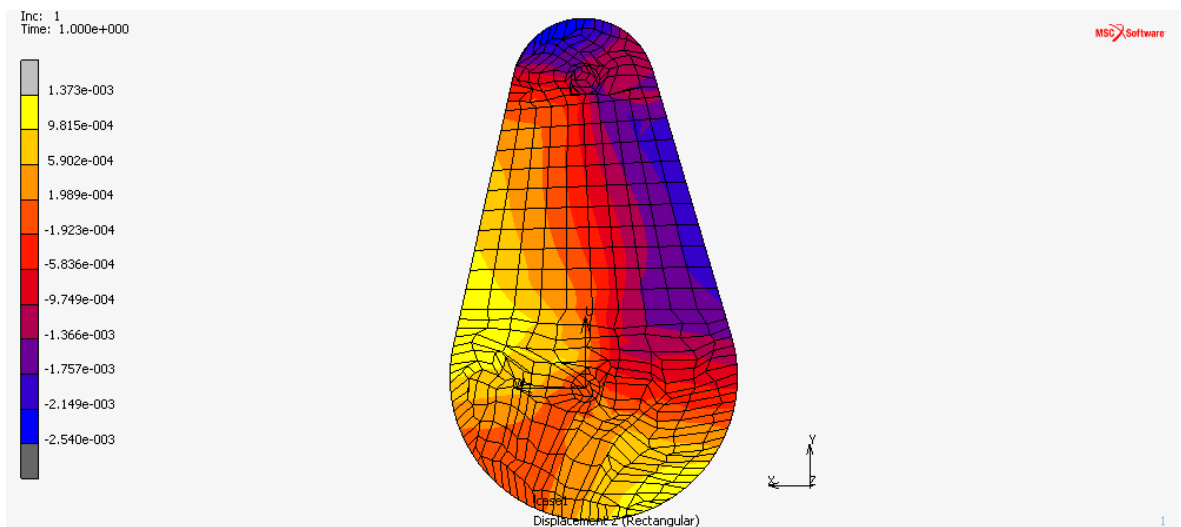
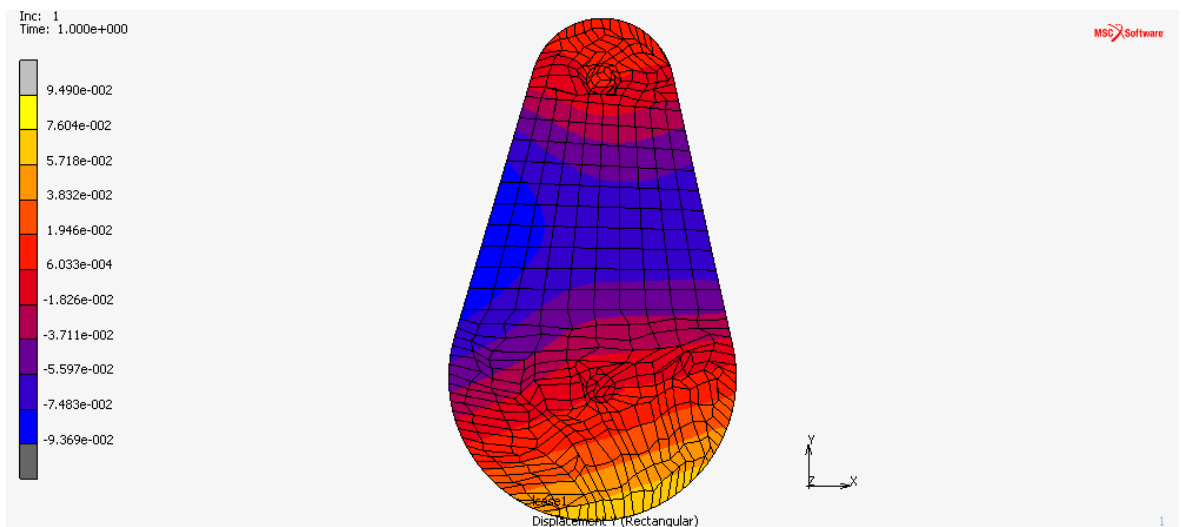


Figura 35: Desplazamiento en el eje x del eslabón pequeño.

## 2.4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z



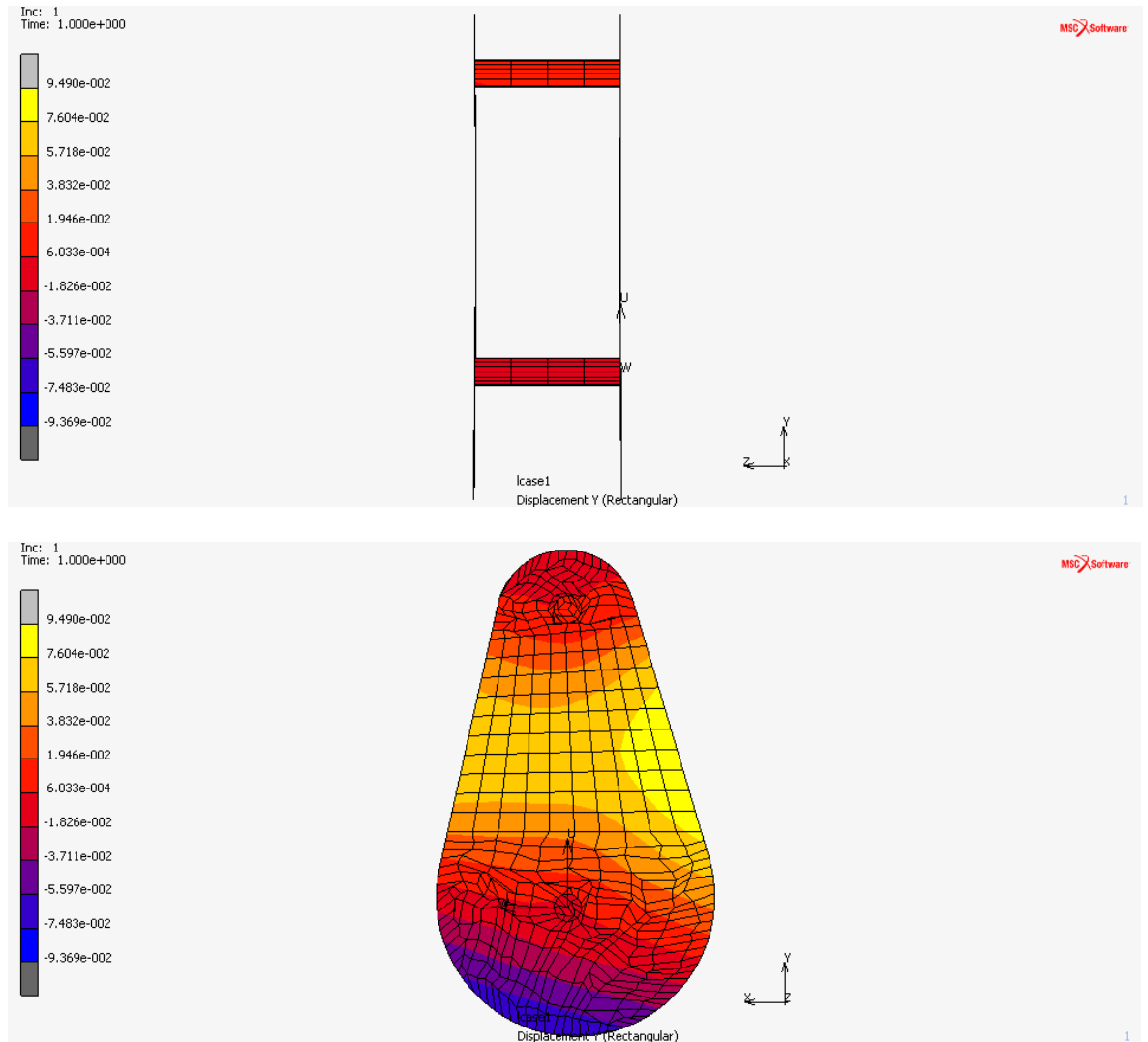


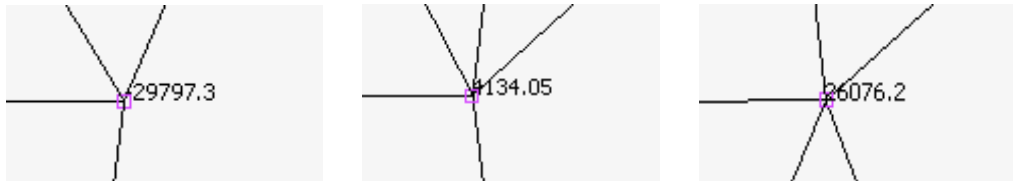
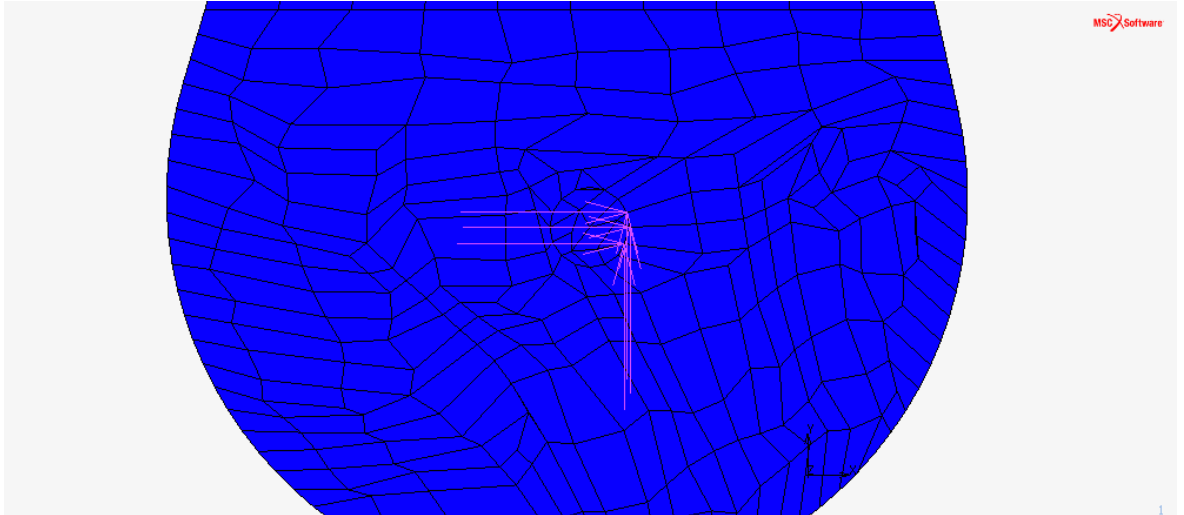
Figura 36: Desplazamiento en el eje z del eslabón pequeño.

## 2.5. REACCIONES EN EL EJE X

Para calcular las reacciones en el eje x del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar el eslabón unas cargas muy grandes, las reacciones en el eje x que tendrá que soportar en el rodamiento de unión entre el eslabón pequeño y la base serán en dirección contraria a las reacciones en el rodamiento del codo que une los dos eslabones. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar el rodamiento y que también para determinar el análisis estático del eslabón pequeño, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en la parte baja de la circunferencia de unión entre los el eslabón pequeño y la base que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje x.

En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.

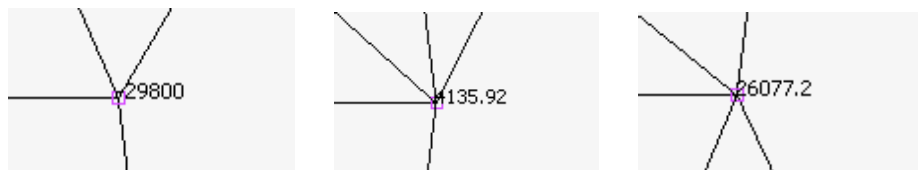
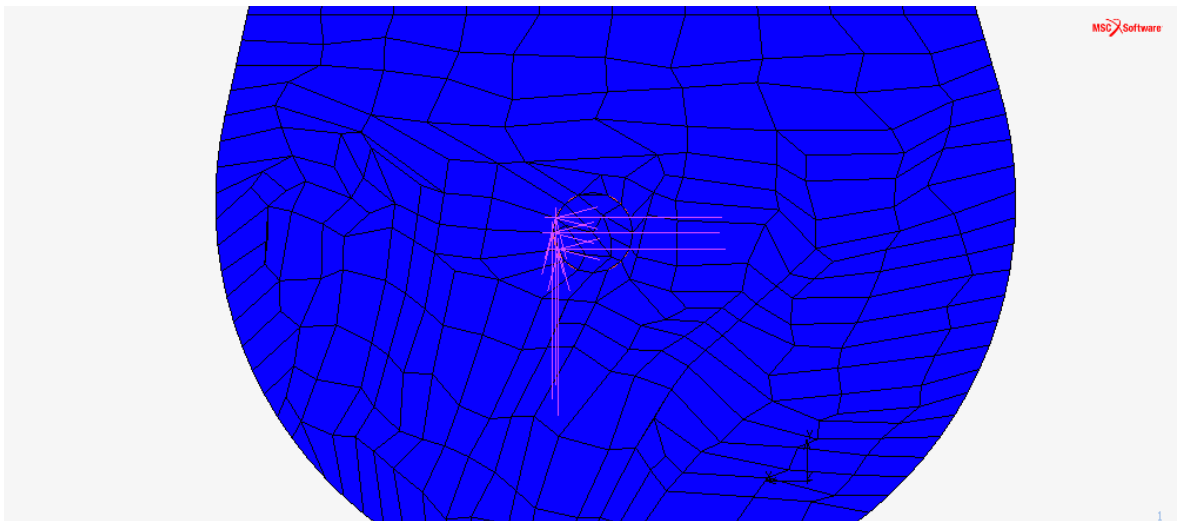
### 2.5.1. ESLABÓN DERECHO



Reacción total en el eje x =  $-29797.3 \text{ N} + 4134.05 + 26076.2 \text{ N}$

**Reacción total en el eje x = 412.95 N = 0.413 kN**

### 2.5.2. ESLABÓN IZQUIERDO



Reacción total en el eje x =  $-29800 \text{ N} + 4135.92 - 26077.2 \text{ N}$

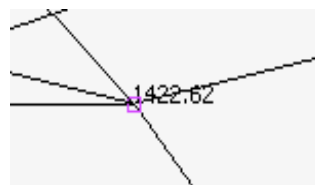
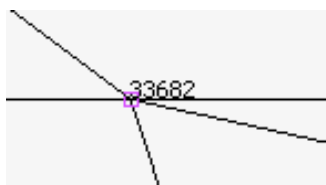
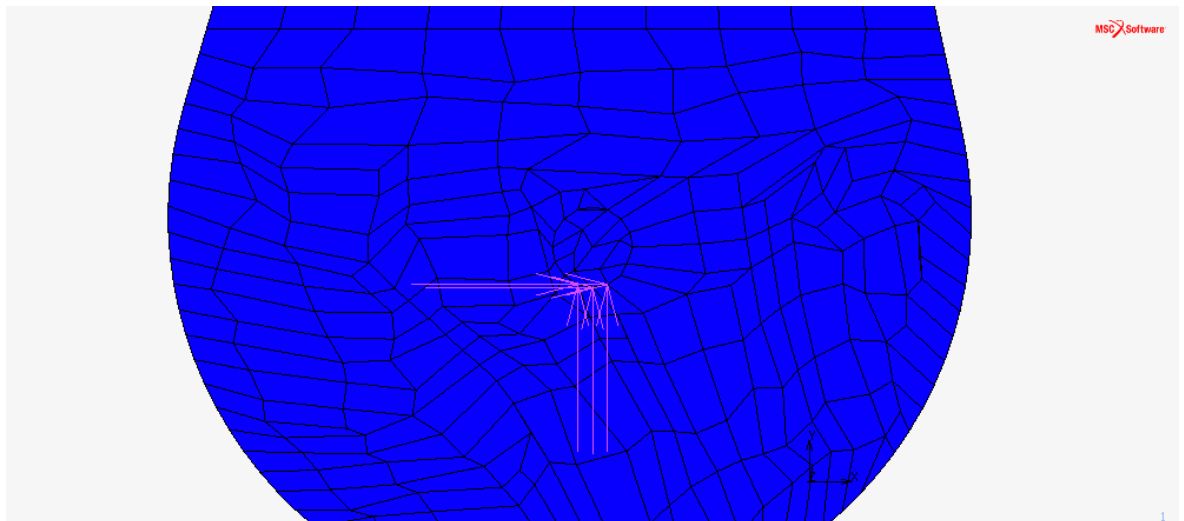
**Reacción total en el eje x = 413.12 N = 0.413 kN**

## 2.6. REACCIONES EN EL EJE Y

Para calcular las reacciones en el eje y del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar el eslabón unas cargas muy grandes, las reacciones en el eje y que tendrá que soportar en el rodamiento de unión entre el eslabón pequeño y la base serán en dirección contraria a las reacciones en el rodamiento del codo que une los dos eslabones. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar el rodamiento y que también para determinar el análisis estático del eslabón pequeño, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en la parte baja de la circunferencia de unión entre los el eslabón pequeño y la base que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje y.

En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.

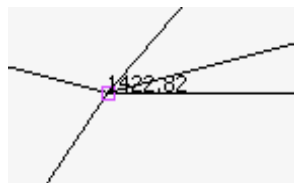
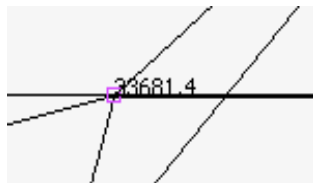
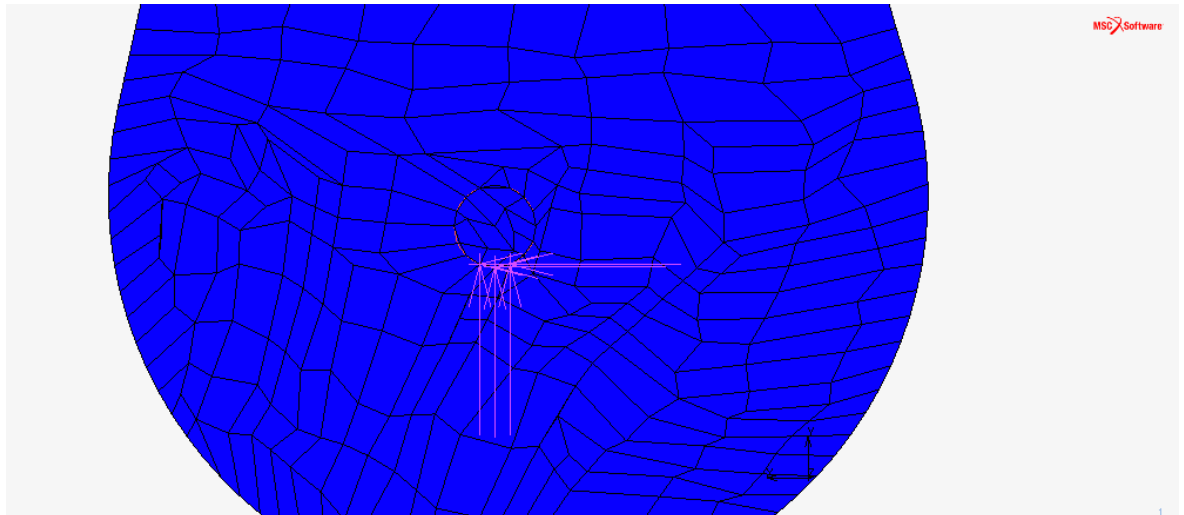
### 2.6.1. ESLABÓN DERECHO



Reacción total en el eje y = 33682 N + 1422.62 – 17.5127 N

**Reacción total en el eje y = 35122.133 N = 35.12 kN**

### 2.6.2. ESLABÓN IZQUIERDO



Reacción total en el eje y =  $33681.4 \text{ N} + 1422.82 + 19.2811 \text{ N}$

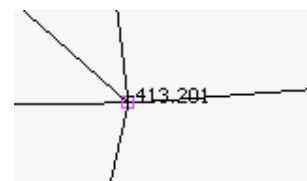
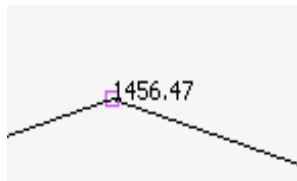
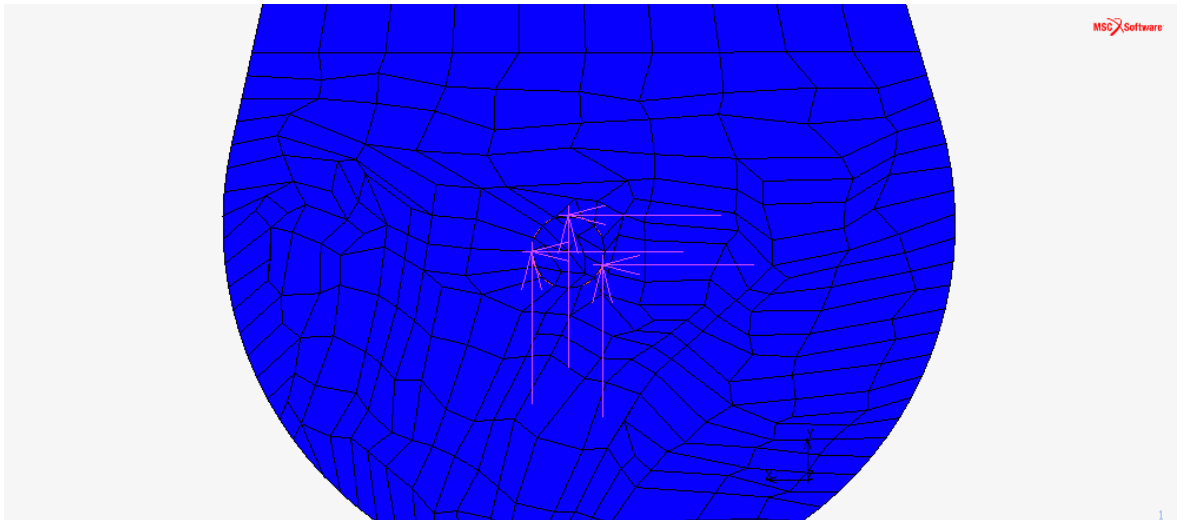
**Reacción total en el eje y =  $35123.5 \text{ N} = 35.12 \text{ kN}$**

## 2.7. REACCIONES EN EL EJE Z

Para calcular las reacciones en el eje z del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar el eslabón unas cargas muy grandes, las reacciones en el eje z que tendrá que soportar en el rodamiento de unión entre el eslabón pequeño y la base serán en dirección contraria a las reacciones en el rodamiento del codo que une los dos eslabones. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar el rodamiento y que también para determinar el análisis estático del eslabón pequeño, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en la parte baja de la circunferencia de unión entre los el eslabón pequeño y la base que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje z.

En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.

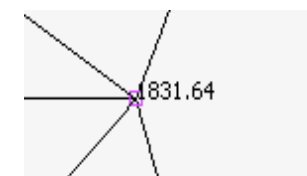
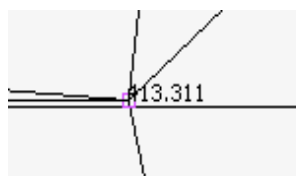
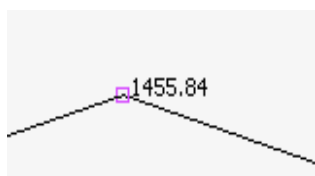
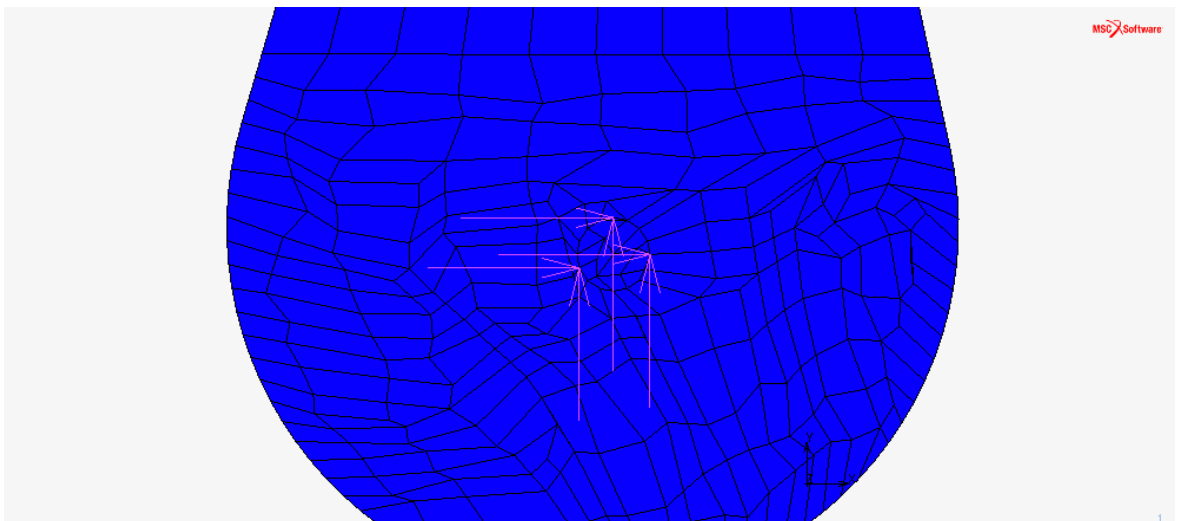
### 2.7.1. ESLABÓN DERECHO



Reacción total en el eje z = 1456.47 N – 1832.05 – 413.201 N

**Reacción total en el eje z = –788.781 N = –0.789 kN**

### 2.7.2. ESLABÓN IZQUIERDO



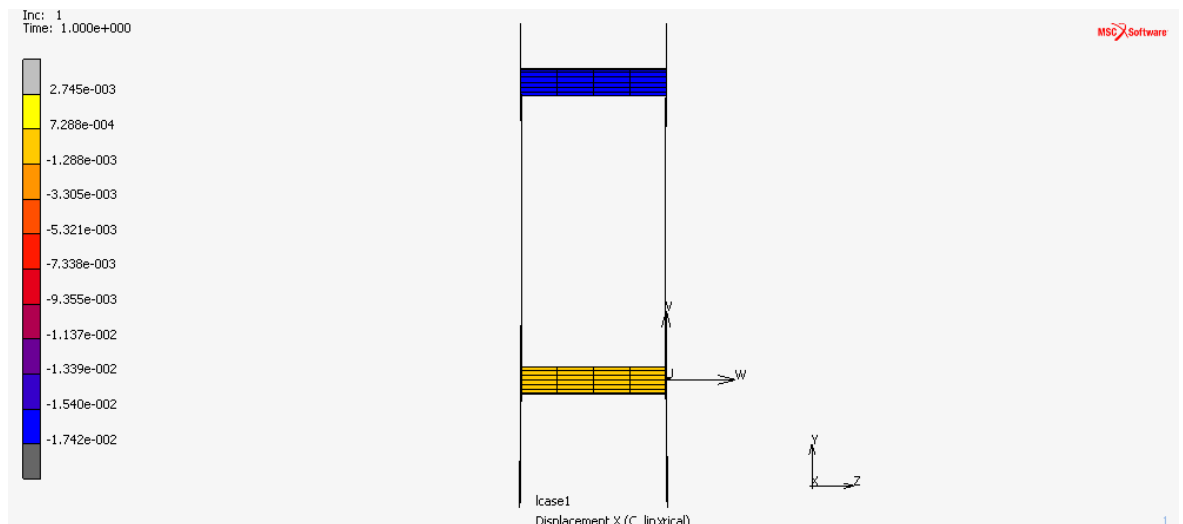
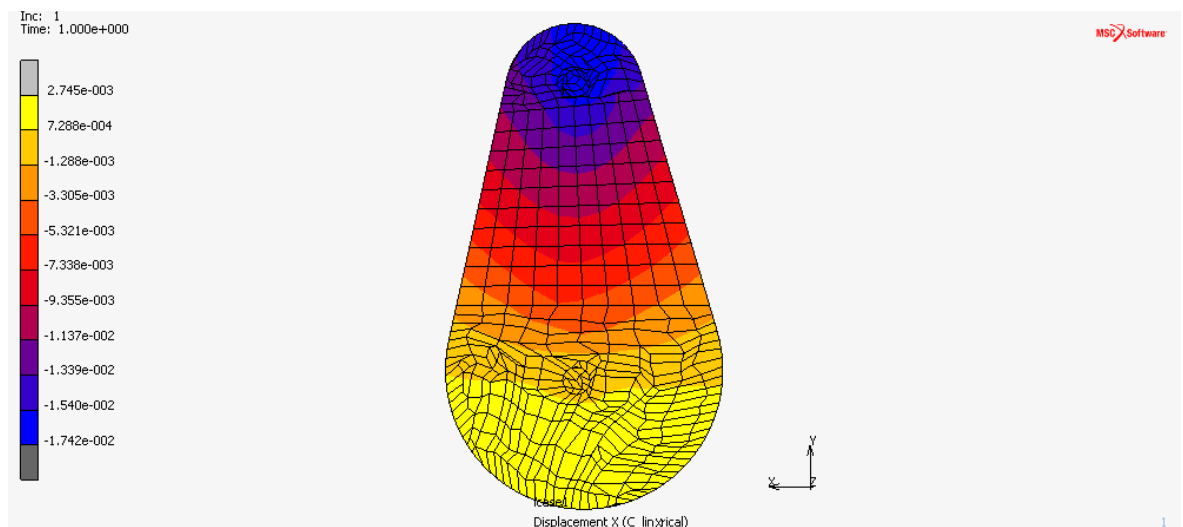
Reacción total en el eje z = –1455.84 N + 413.311 + 1831.64 N

Reacción total en el eje z = 789.11 N = 0.789 kN

## 2.8. COORDENADAS CILINDRICAS

Se analizará el eslabón mediante coordenadas cilíndricas y así poder estudiar la deformación del eslabón en los ejes radial, tangencial y en el z. Con estos resultados lo que se tratará de conseguir será los rodamientos adecuados en las uniones correspondientes al eslabón. Por tanto, según la deformación que tenga en cada eje de coordenadas cilíndricas se elegirá el rodamiento adecuado para ese caso. Por tanto, se elegirá un rodamiento que sea capaz de soportar la deformación indicada en este caso.

### 2.8.1. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE RADIAL



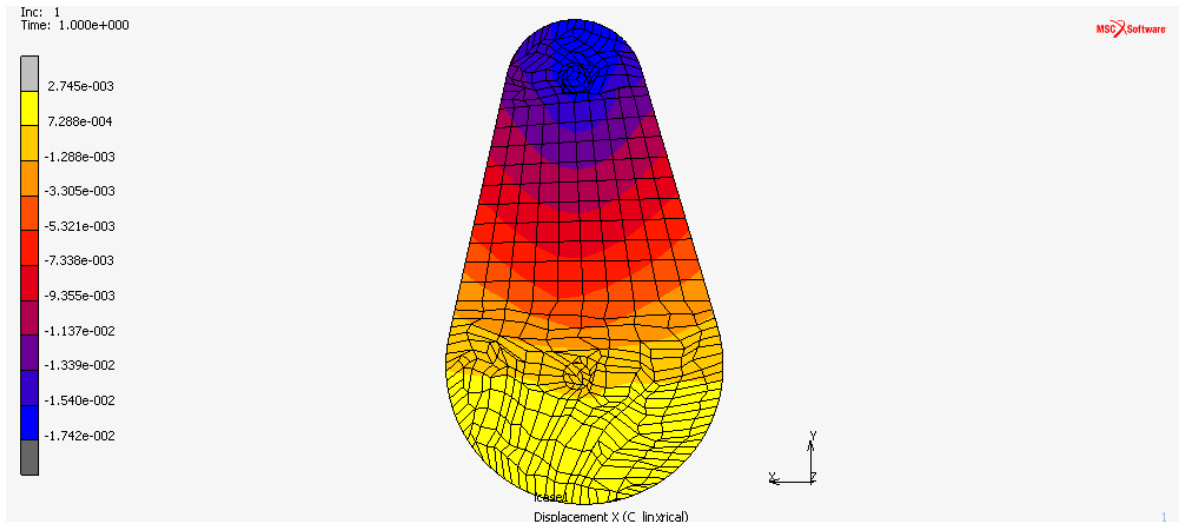
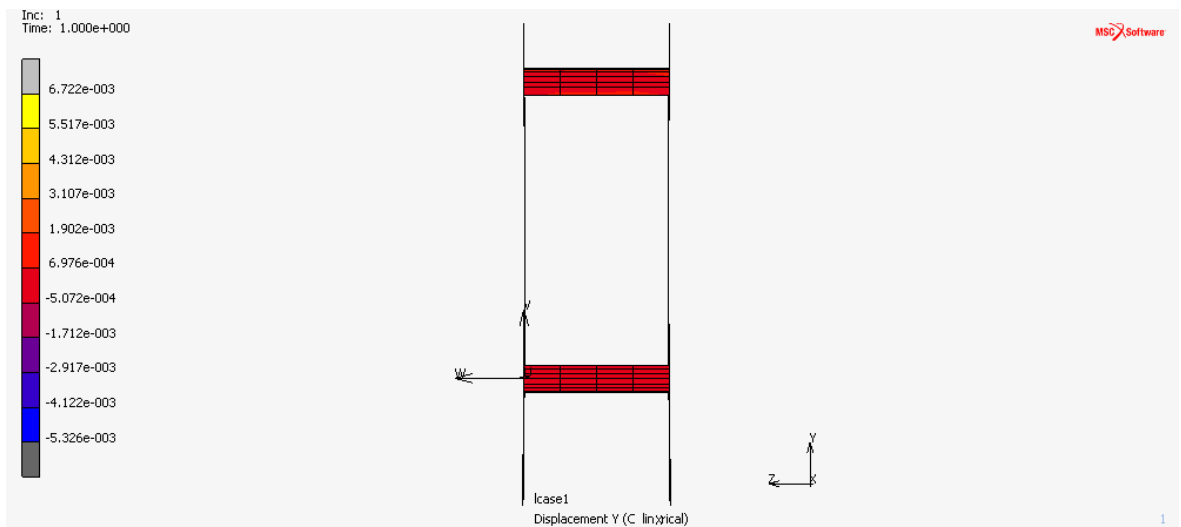
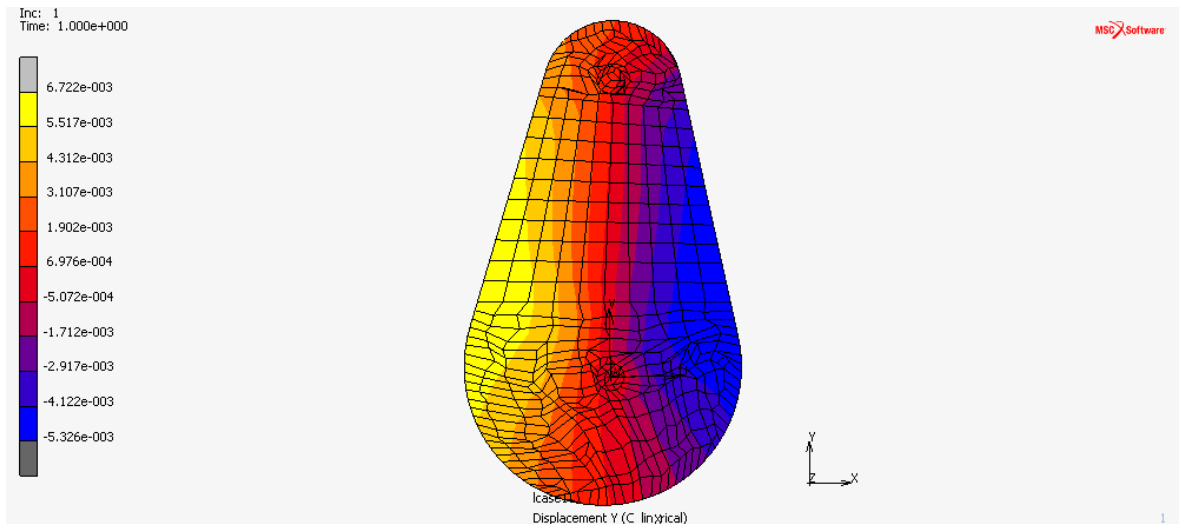


Figura 37: Desplazamiento en el eje radial del eslabón pequeño.

### 2.8.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE TANGENCIAL





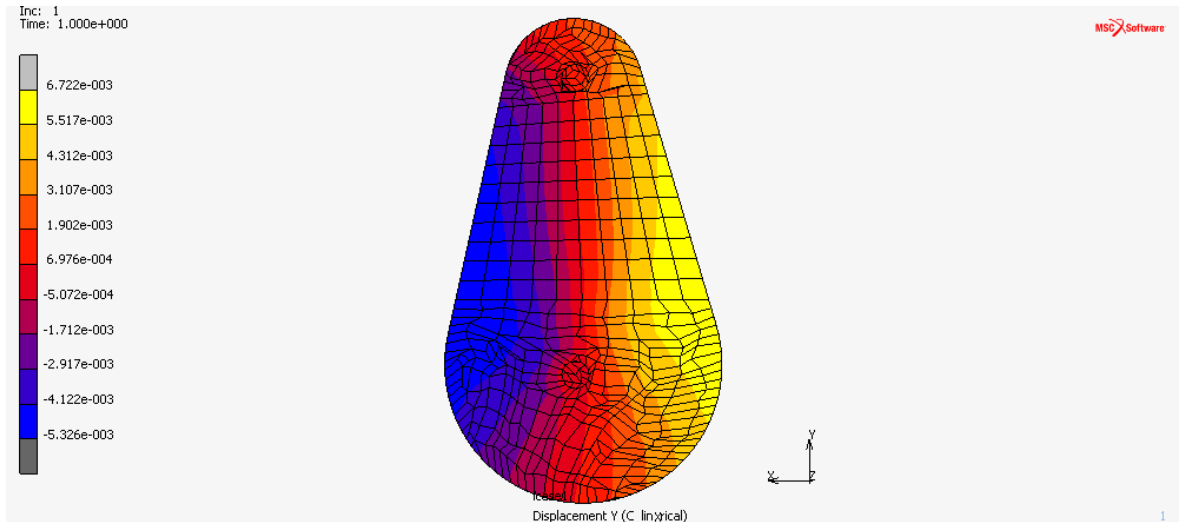
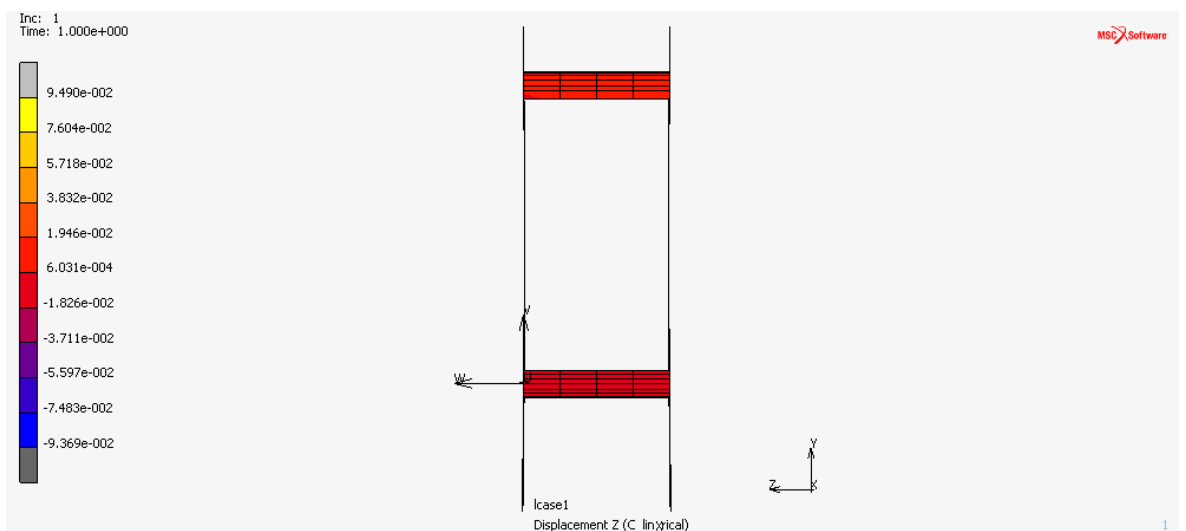
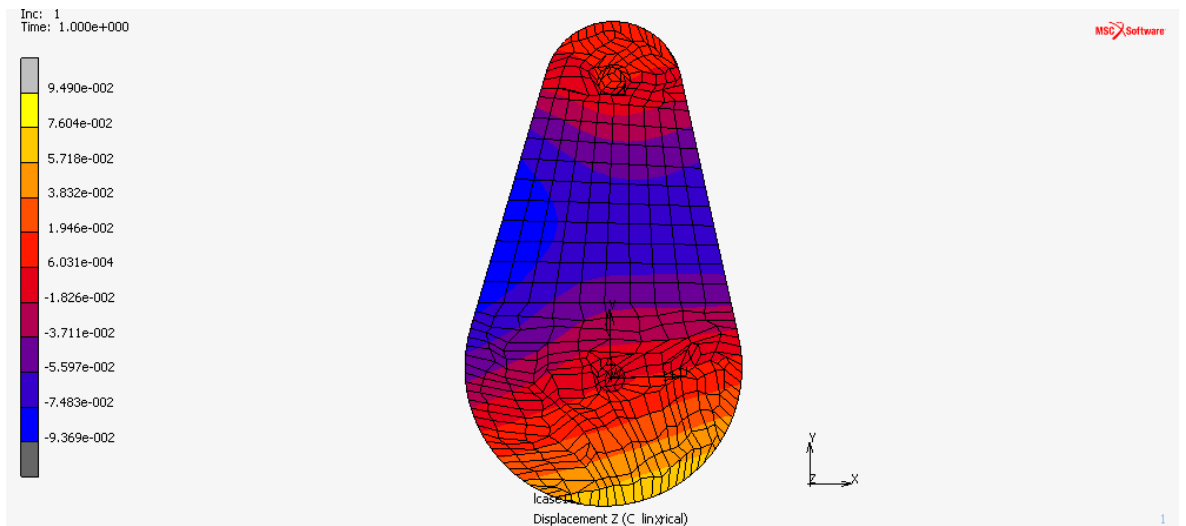


Figura 38: Desplazamiento en el eje tangencial del eslabón pequeño.

### 2.8.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE AXIAL



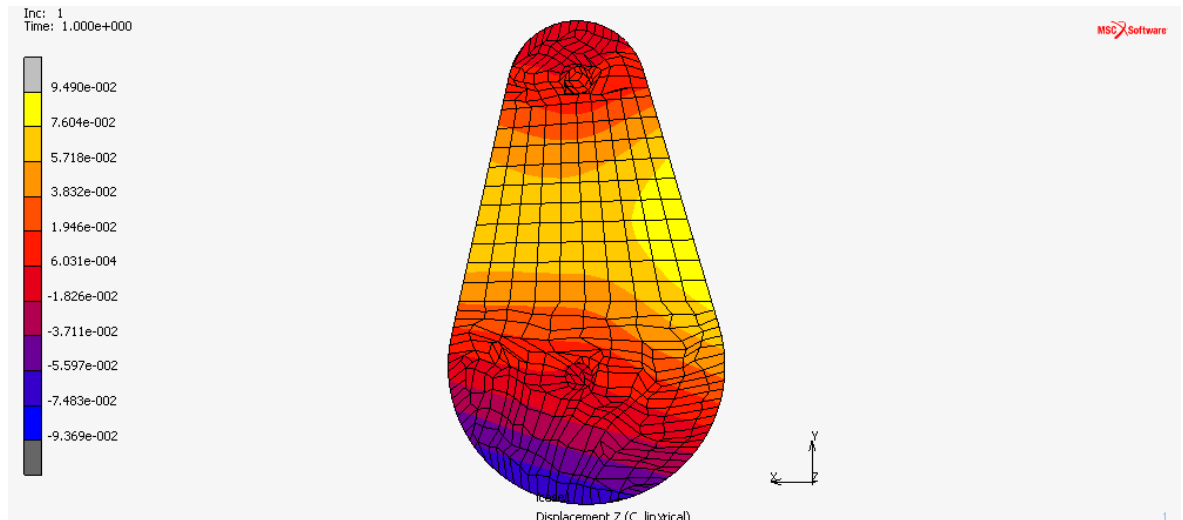


Figura 39: Desplazamiento en el eje axial del eslabón pequeño.

#### 2.8.4. CONCLUSIONES DE LOS RESULTADOS DE LOS ESFUERZOS EN COORDENADAS CILINDRICAS

En estos resultados en coordenadas cilíndricas de los esfuerzos que aparecen en el eslabón pequeño del brazo mecánico se puede observar como en la zona donde va haber un rodamiento aparecen esfuerzos axiales y radiales. A la hora de elegir el tipo de rodamiento los esfuerzos tangenciales se apartarán porque el rodamiento no sufre esos esfuerzos al estar girando. Por tanto, con estos resultados se podrá elegir los rodamientos adecuados para este eslabón.

### 3. BASE

En este caso se analizará la base del brazo mecánico que será el que estará unido al eslabón pequeño mediante un rodamiento adecuado por un lado y por el otro estará fijado a la plataforma móvil que será la encargada de desplazar el brazo de un lado a otro del almacén y que además será el elemento que soporte toda las cargas e interacciones que aparezcan en el brazo.

El análisis que se hará de la base mediante el programa Marc Mentat 2012 será estatico y como la base ira fijada a la plataforma movil siempre estará en la misma posición. Por tanto se hará un análisis estático de esa posición en la que se encontrará la base en todo momento.

Para analizarlo se importara el modelo del eslabón dibujado desde el programa AUTOCAD a Marc Mentat 2012 como se ha dicho anteriormente. Se malla el modelo mediante elementos pequeños y así poder ver el comportamiento de cada uno de ellos al estar sometido a cargas de trabajo. El modelo mallado será el siguiente:

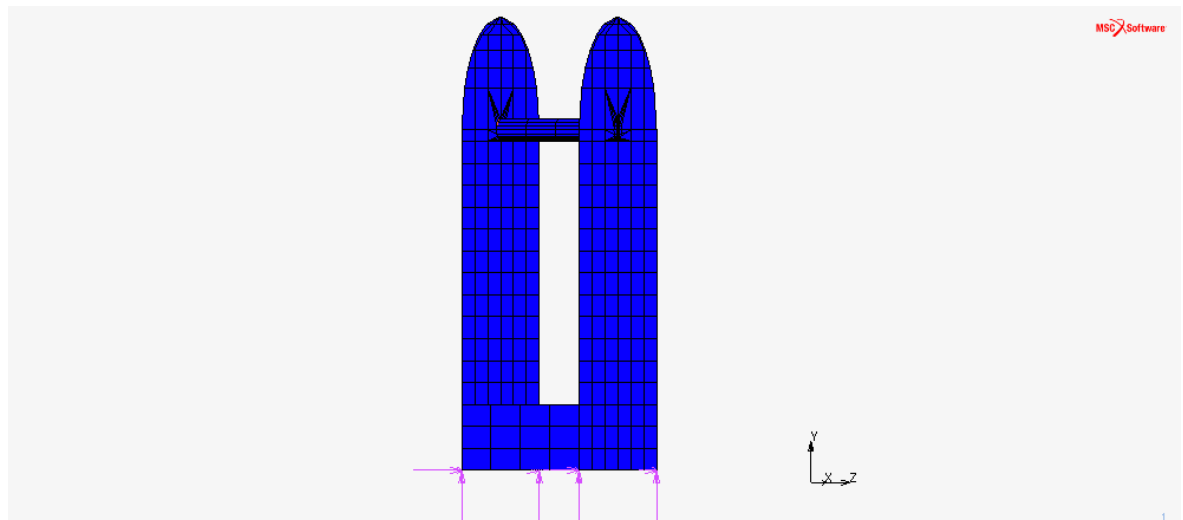
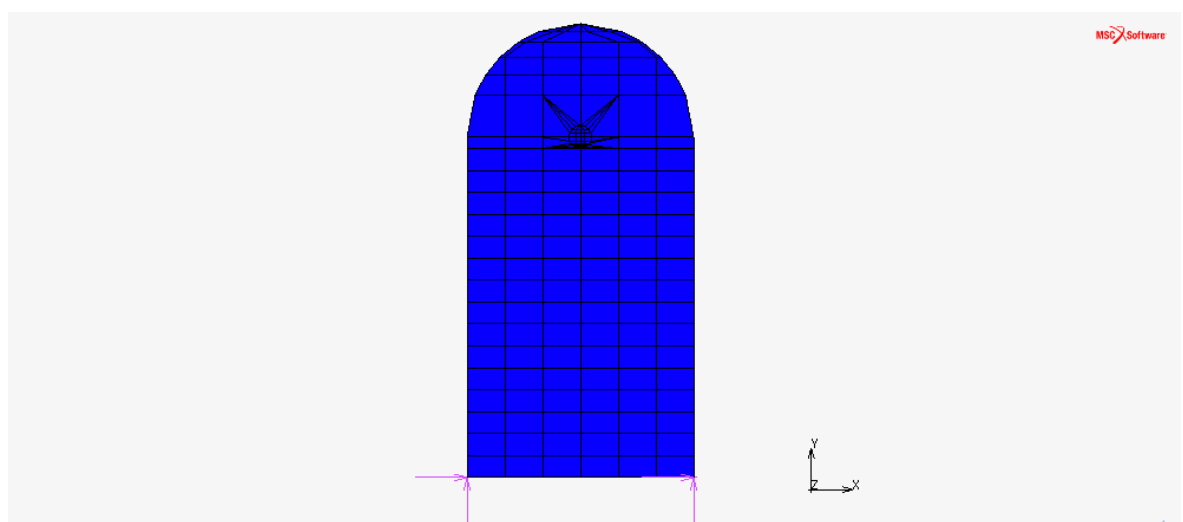


Figura 40: Base.

Después de mallar adecuadamente el modelo, se especificarán las condiciones a las que estará sometido el eslabón a la hora de trabajo. Estas condiciones serán las siguientes:

1) La posición que se ha elegido para componer el modelo del eslabón será la posición a la que se encontrara la base del brazo mecánico en todo momento porque este elemento estará fijado a una plataforma móvil. Por tanto, al hacer el análisis de esta posición se calculará si el brazo mecánico es capaz de soportar las cargas y sea capaz de deformarse menos que la flecha máxima permitida que vendrá especificada en las condiciones de diseño. La posición de la base será la representada anteriormente.

2) Se restringirán los desplazamientos en los eje  $x$ ,  $y$ ,  $z$  de la unión entre la base y la plataforma móvil. Por tanto, esta restricción hará que se puedan ver las reacciones a las que estará sometida la y así poder calcular las fuerzas a las que estará sometida la plataforma móvil.



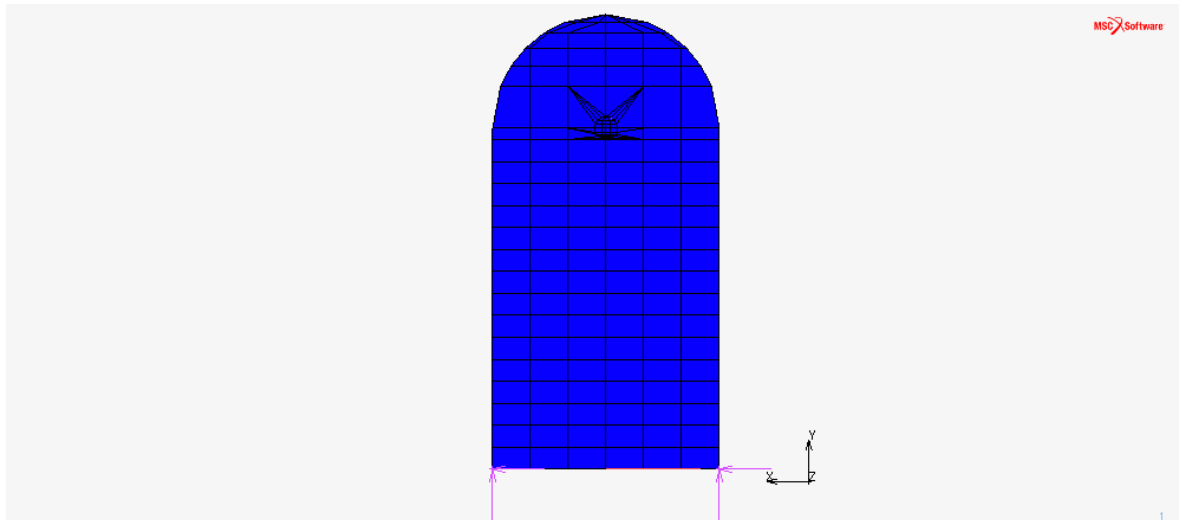


Figura 41: Fijación de la base.

3) Como se ha especificado en las condiciones de diseño del brazo mecánico la carga máxima que podrá soportar sera de 500 kg que equivaldrá a una fuerza de 4900 N. Esta carga estará aplicada en la punta del eslabón donde estará el elemento terminal. Esta carga aplicada en el eslabón grande causa unas reacciones en la unión llamada codo que afectan directamente al eslabón pequeño. Estas reacciones que son causadas por la carga que transporta el brazo mecánico se distribuyen en el eje x, y, z. Como el brazo estará compuesto por dos eslabones del mismo tipo uno a cada lado de la máquina, las cargas irán aplicadas en el punto del centro donde irá aplicado el rodamiento de la unión del hombro. Las cargas que soportarán los eslabones serán las siguientes:

#### ESLABÓN DERECHO

$$\text{Carga soportada eje } x = -412.95 \text{ N}$$

$$\text{Carga soportada eje } y = -35122.133 \text{ N}$$

$$\text{Carga soportada eje } z = 788.781 \text{ N}$$

#### ESLABÓN IZQUIERDO

$$\text{Carga soportada eje } x = -413.12 \text{ N}$$

$$\text{Carga soportada eje } y = -35123.5 \text{ N}$$

$$\text{Carga soportada eje } z = -789.11 \text{ N}$$

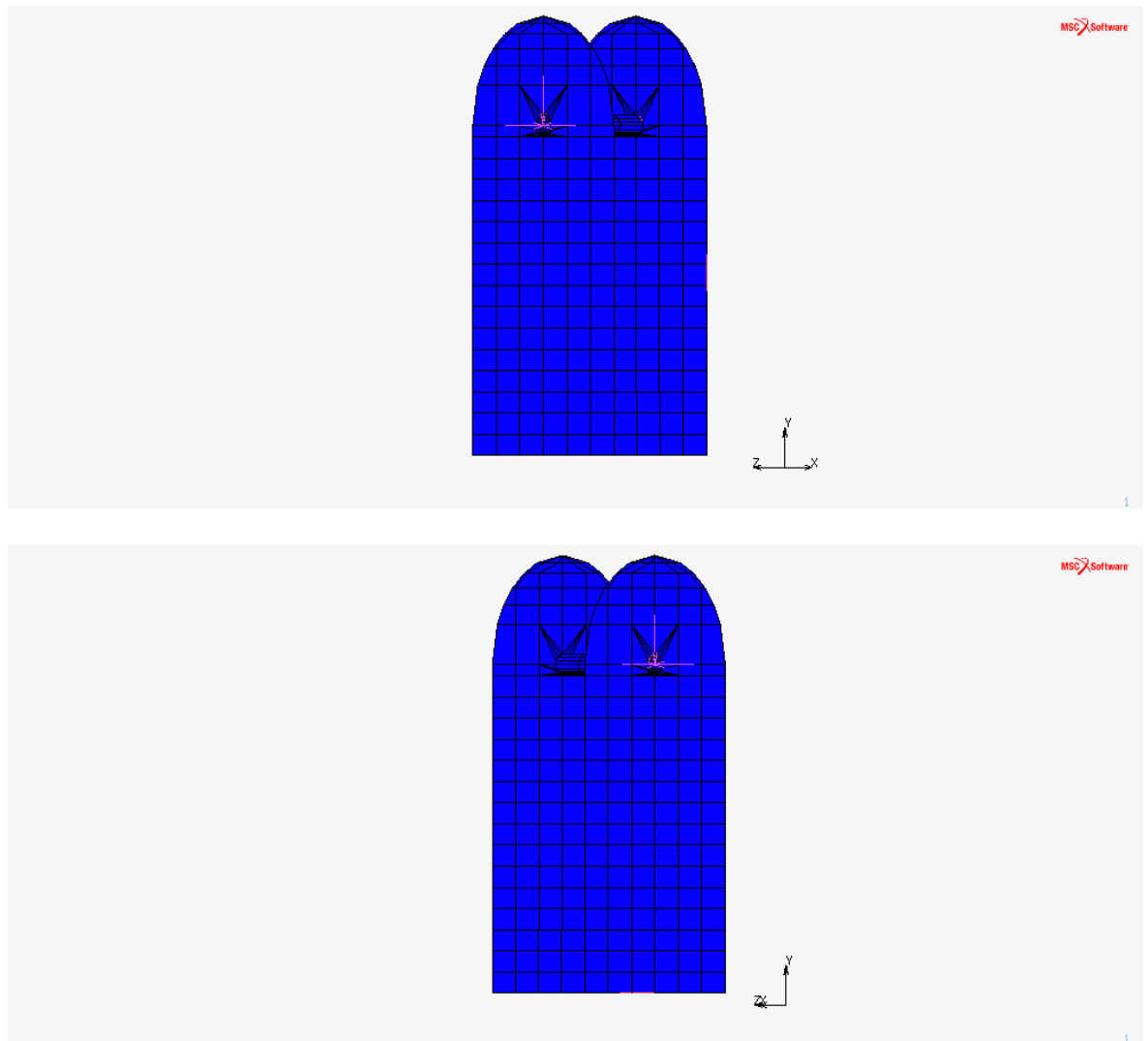


Figura 42: Carga de la base.

4) Se tendrá en cuenta la acción de la gravedad a la hora del uso del brazo mecánico para ver una deformación y tensión más real en el eslabón. La carga que sometera al brazo la gravedad se introducirá sin mayorar porque la fuerza que se crea es totalmente conocida. La fuerza será el producto entre el peso de la base y la aceleración de la gravedad.

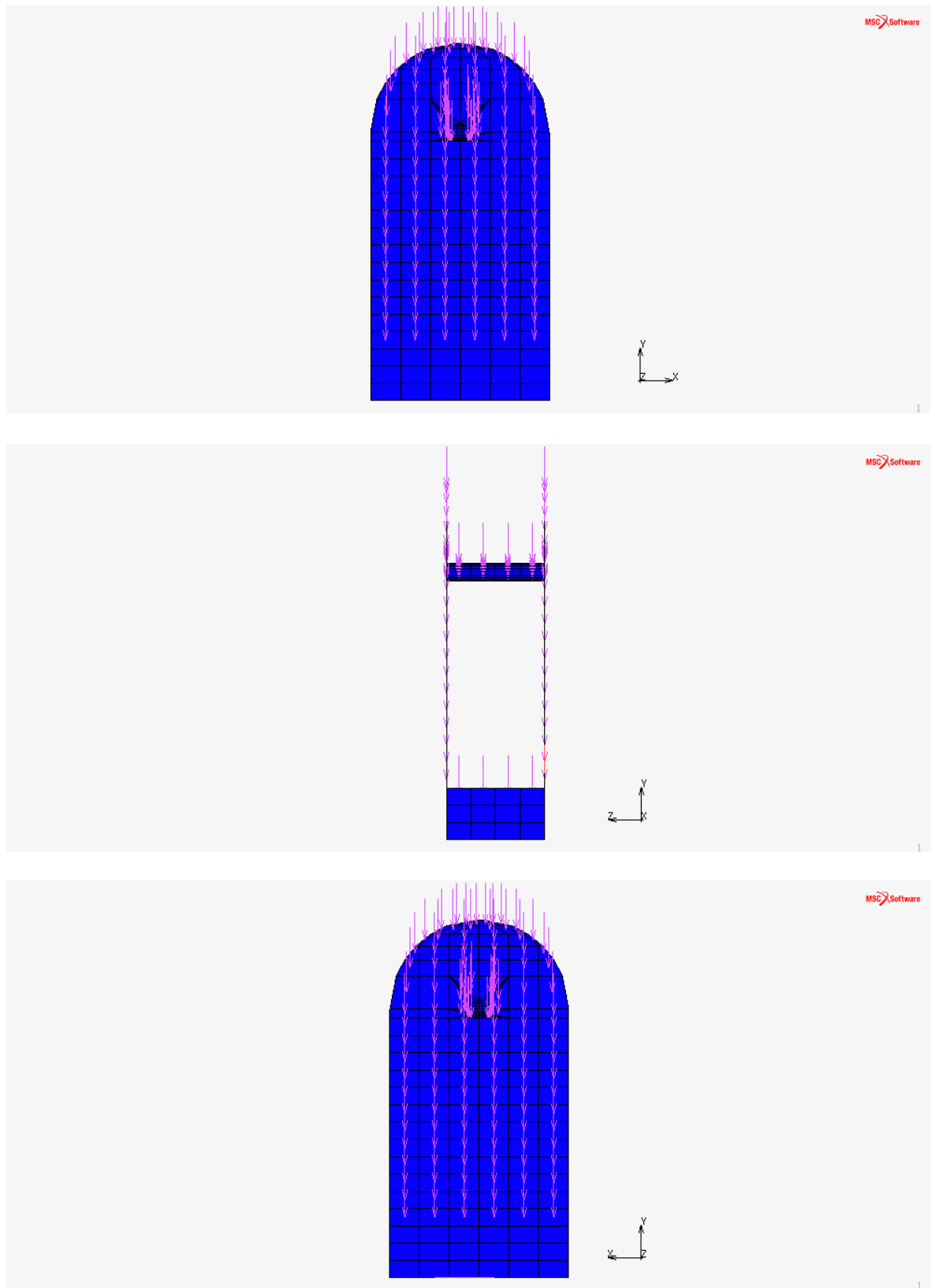
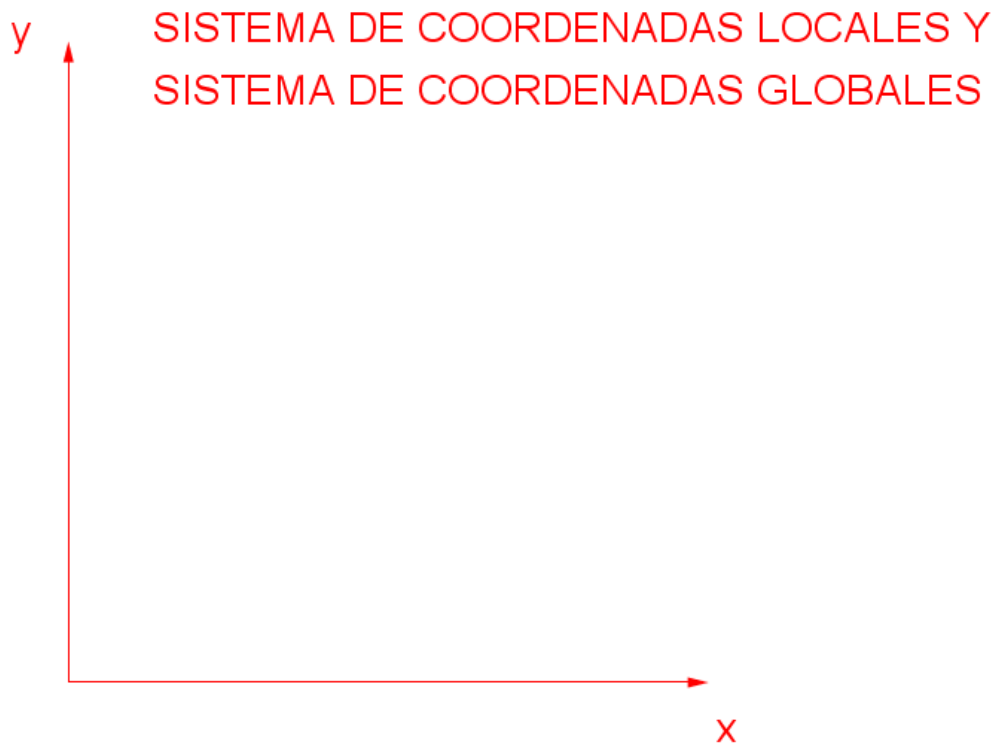


Figura 43: Efecto de la gravedad en la base.

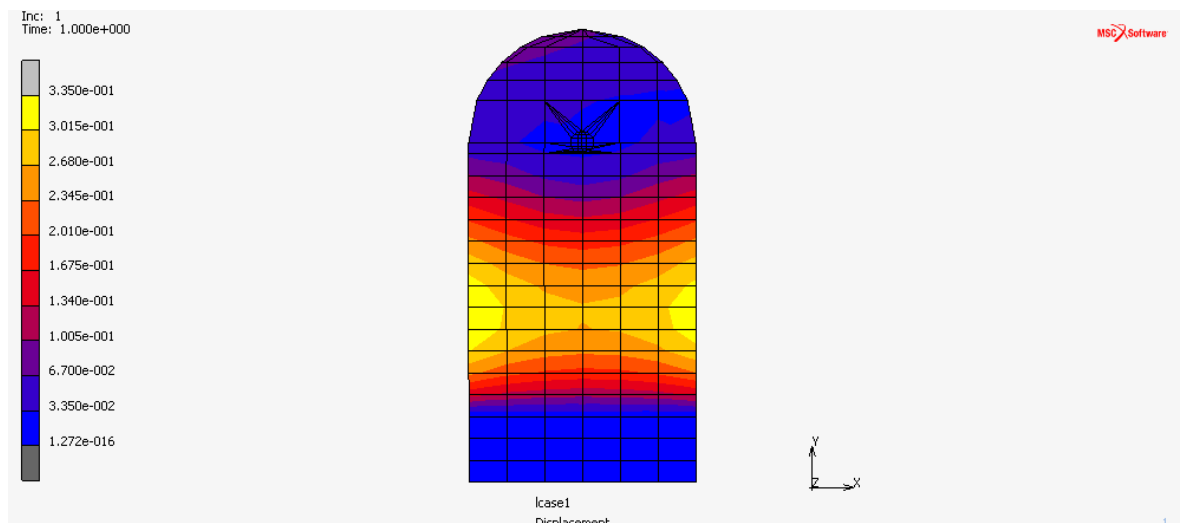
Una vez acabado el modelo y especificado las condiciones de trabajo a las que se encontrará y el material por el cual estará compuesto el brazo mecánico se interpretarán las consecuencias que tendrá el brazo mecánico al estar sometido a las condiciones de trabajo.

Para interpretar bien los resultados lo primero que se hará será definir el sistema de coordenadas. Si no se define el sistema de coordenadas, los resultados se darán en el sistema de coordenadas globales. Si se define según la posición del modelo a analizar el eje de coordenadas que se usará sera local. Por tanto, según que tipos de resultados se requieren se utilizará un sistema de coordenadas globales o locales.

En este caso, el eje de coordenadas globales y el eje de coordenadas locales coinciden y son el mismo sistema de coordenadas.



### 3.1. DESPLAZAMIENTO TOTAL ACERO



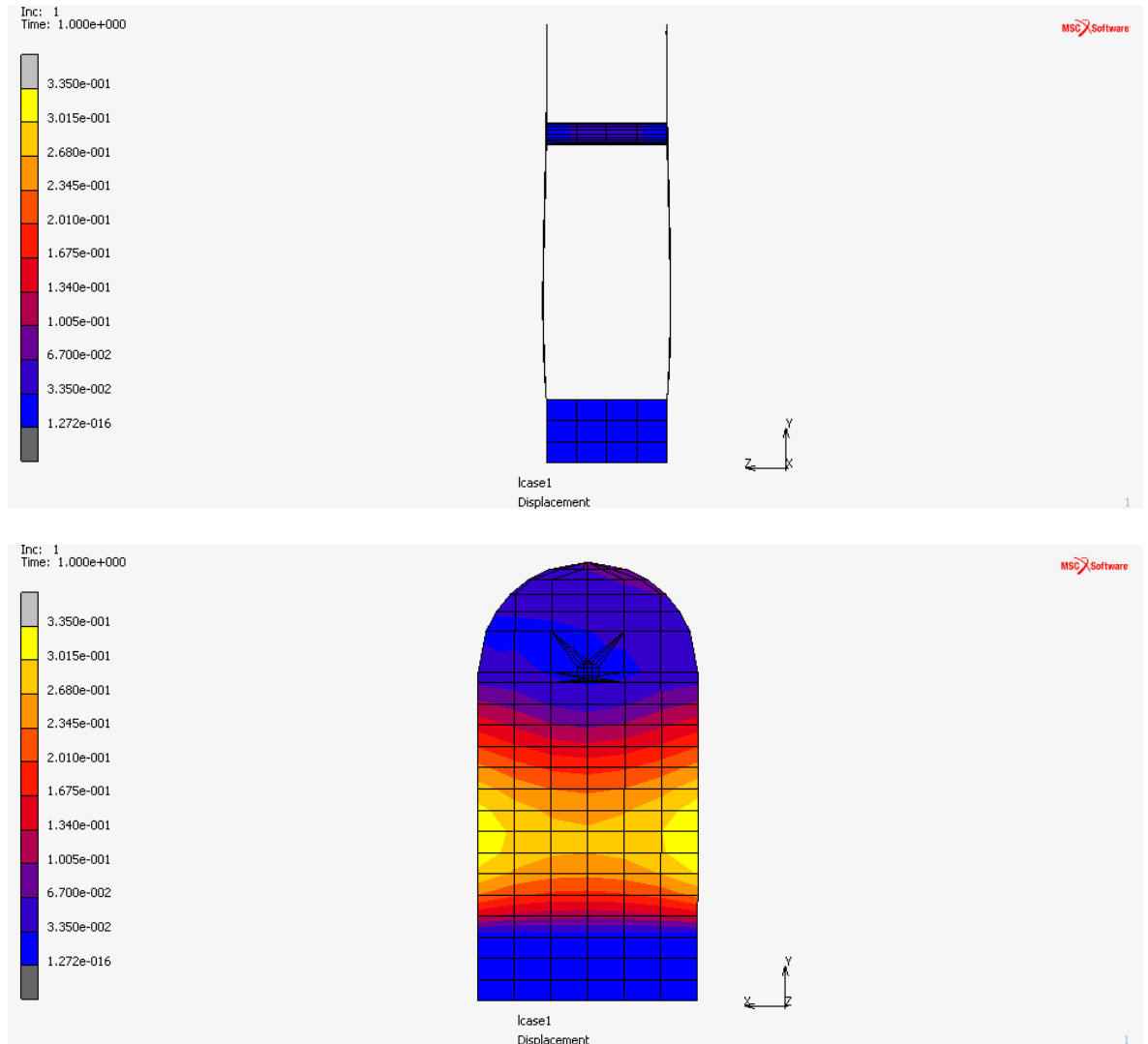


Figura 44: Desplazamiento total de la base.

### 3.2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y. FLECHA MÁXIMA DEL BRAZO MECÁNICO ACERO

En el desplazamiento que tendrán todos los puntos en el eje z por la deformación causada por las cargas que intervienen en el eslabón durante su funcionamiento. Este desplazamiento está definido en coordenadas locales y el eje z será el que indica la flecha máxima de este eslabón del brazo mecánico. Las cargas que intervienen en la base no están mayoradas y por tanto, esas cargas que intervendrán en este análisis estático serán las reales. Esto indica a que se calcularán los resultados del eslabón para el estado límite de servicio. En las condiciones de diseño de este brazo mecánico se indica como la flecha máxima que se puede permitir será la siguiente:

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm}$$

#### 3.2.1. FLECHA DEL ESLABÓN CON ESPESOR DE 25 mm



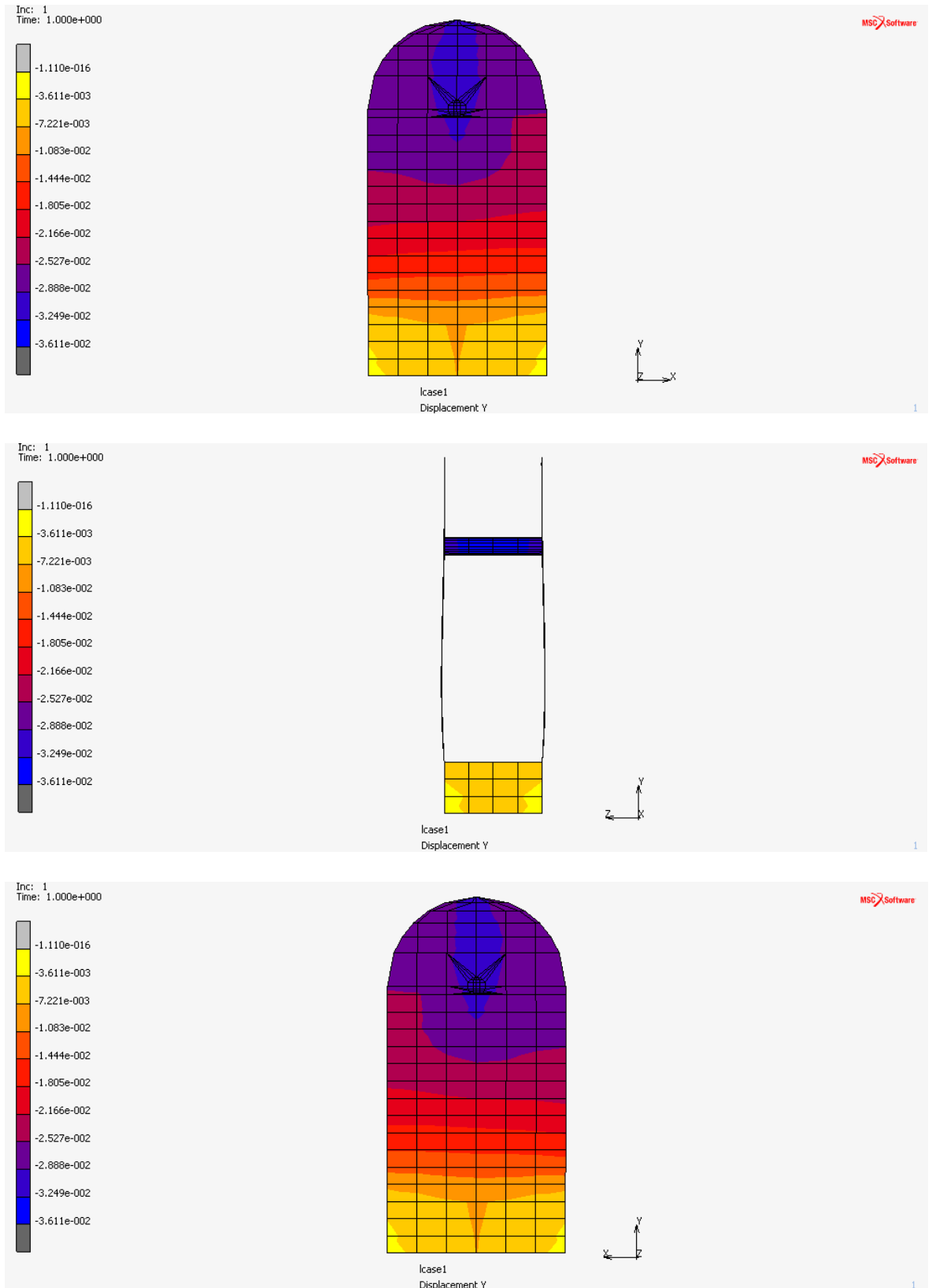


Figura 45: Flecha máxima de la base espesor 25 mm.

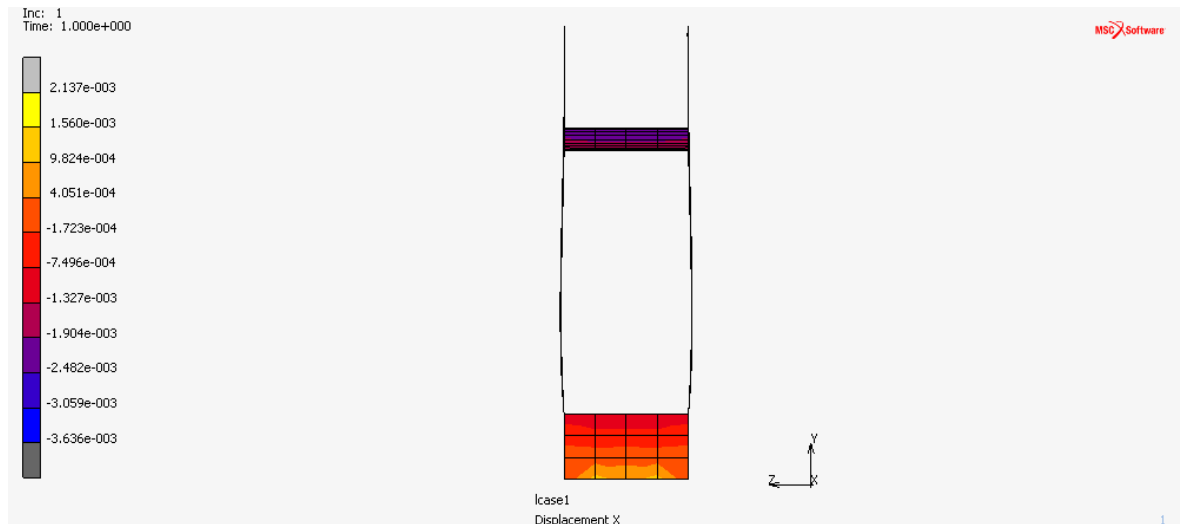
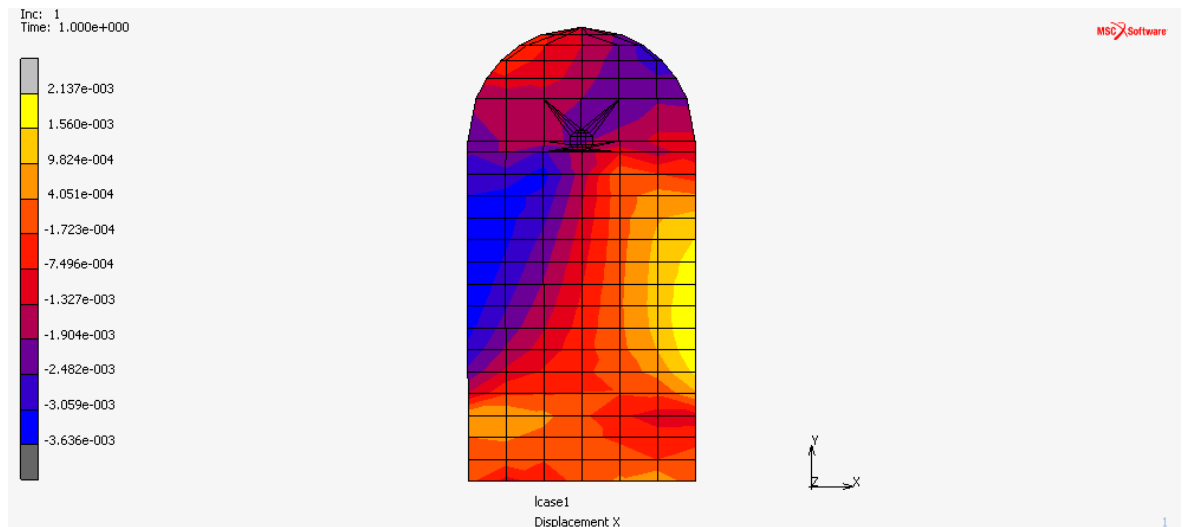
En este caso, la base tendrá un espesor de 25 mm. Con este espesor la máxima deformación en el eje local z o la flecha máxima que tiene la base, como se ve en la figura anterior será de  $-3.611 \times 10^{-2}$  mm. El signo menos es

indicativo de que la base flexiona para abajo a causa de las cargas que deberá soportar el brazo mecánico.

Por tanto, la flecha de la base es de  $3.611 \times 10^{-2} \text{ mm} \times 10^{-2} \text{ mm}$  pero este modelo de eslabón no sobrepasa esta flecha máxima admisible que es de 4 mm. Esta flecha es aceptable.

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm} > 3.611 \times 10^{-2} \text{ mm}$$

### 3.3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X



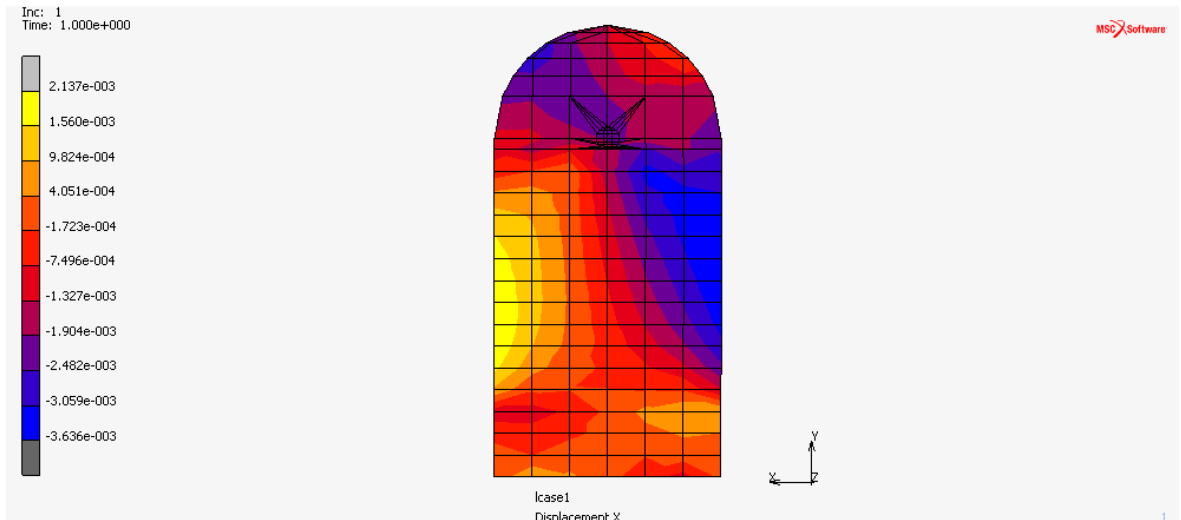
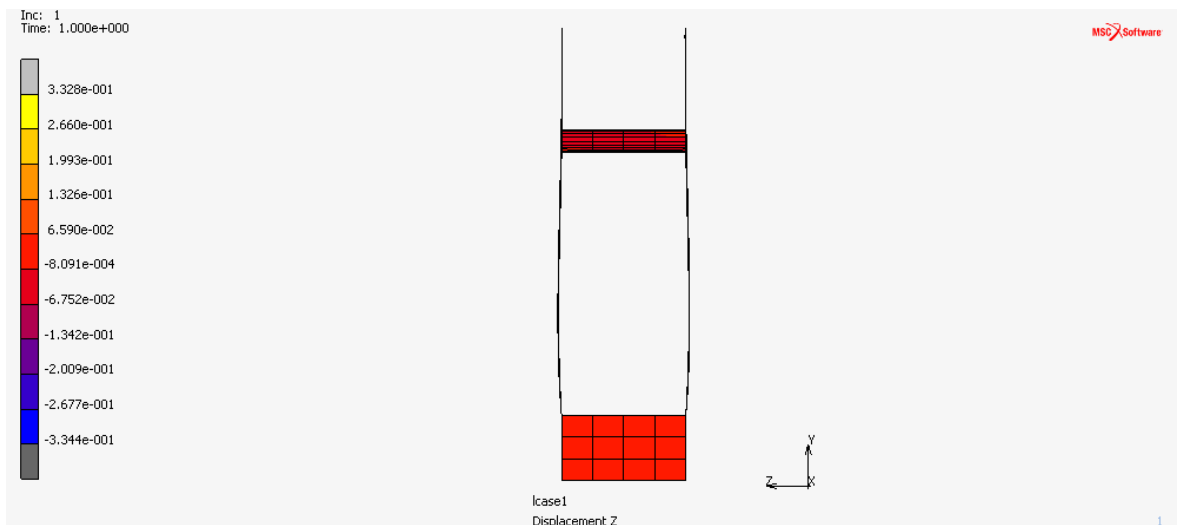
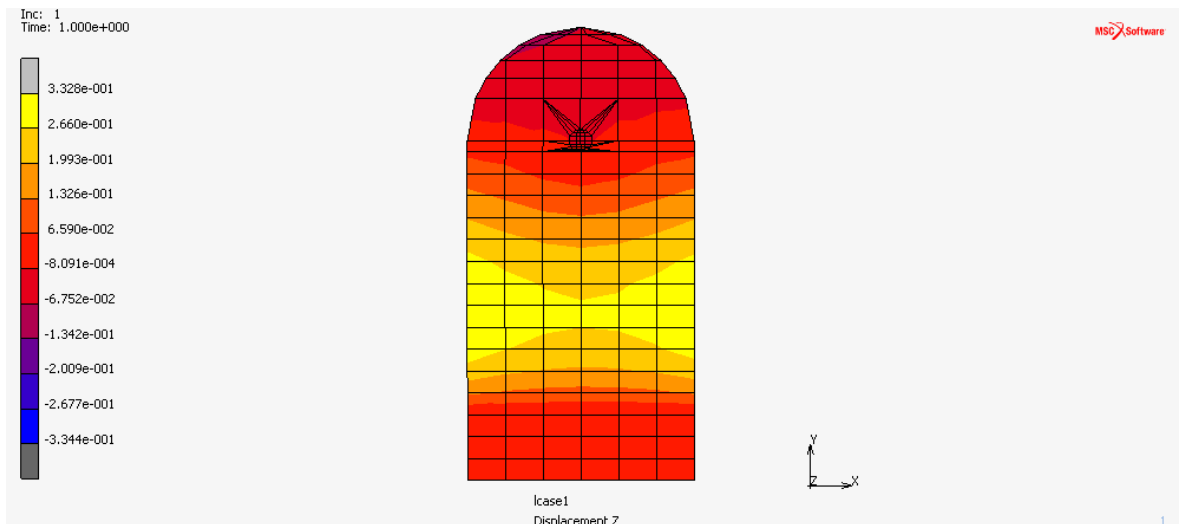


Figura 46: Desplazamiento en el eje x de la base.

### 3.4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z



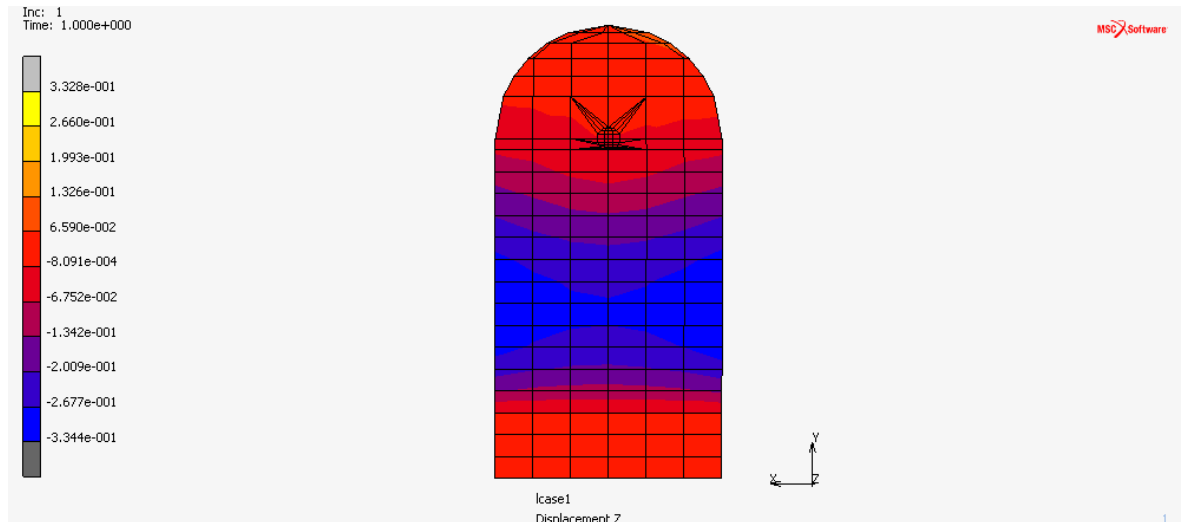
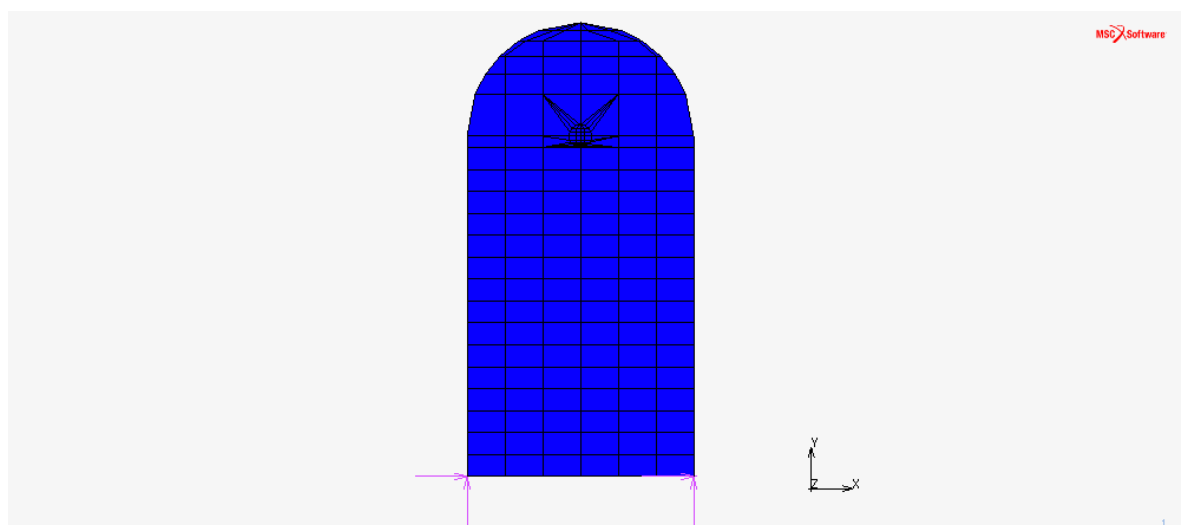


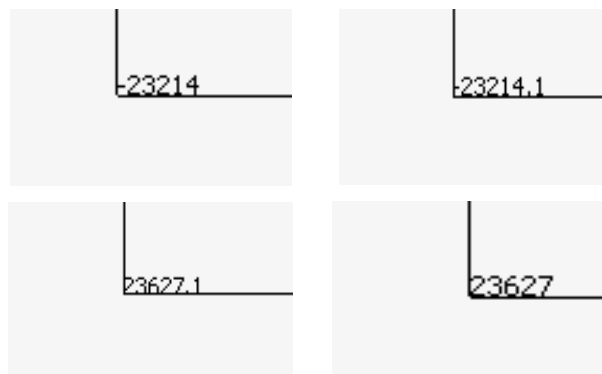
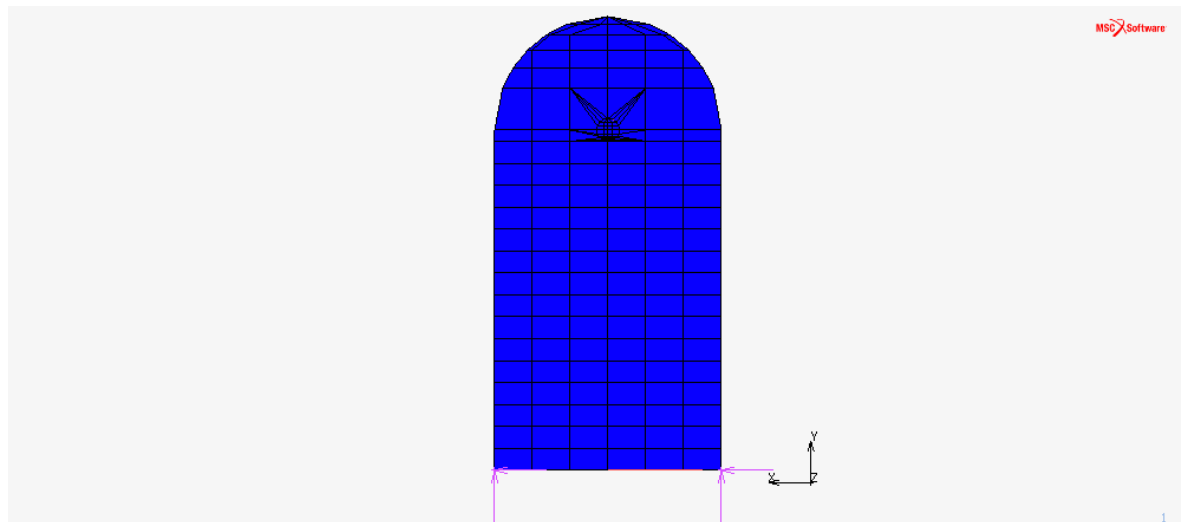
Figura 47: Desplazamiento en el eje z de la base.

### 3.5. REACCIONES EN EL EJE X

Para calcular las reacciones en el eje x del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar la base unas cargas muy grandes, las reacciones en el eje x que tendrá que soportar en la plataforma móvil serán en dirección contraria a las reacciones en el rodamiento del hombro que une el eslabón pequeño y la base. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar la plataforma móvil y que también para determinar el análisis estático de la base, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en las esquinas inferiores de unión entre la base y la plataforma que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje x.

En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.





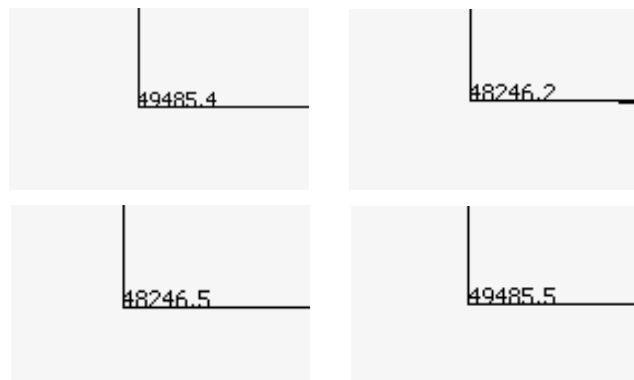
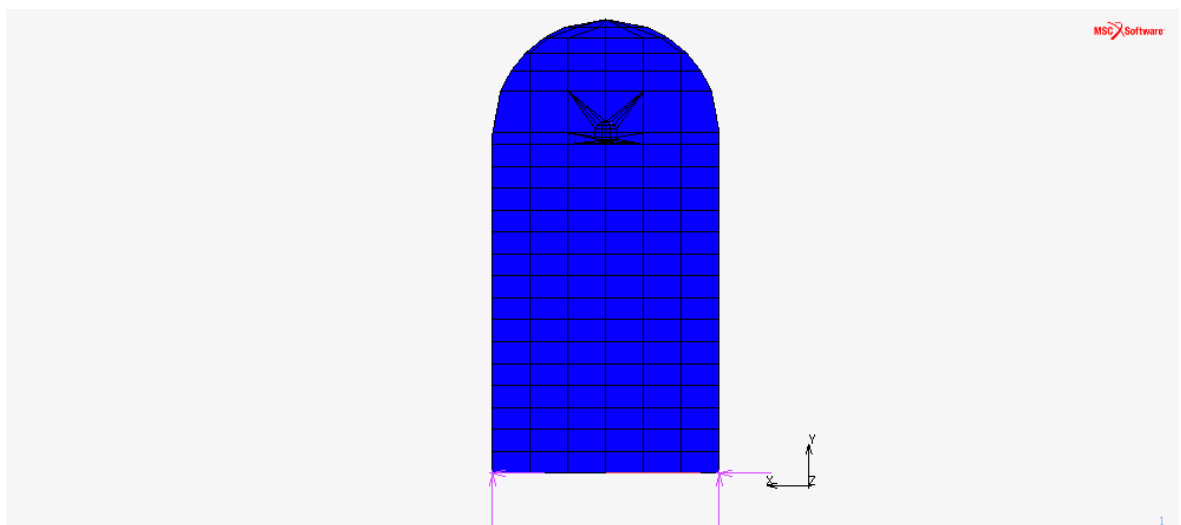
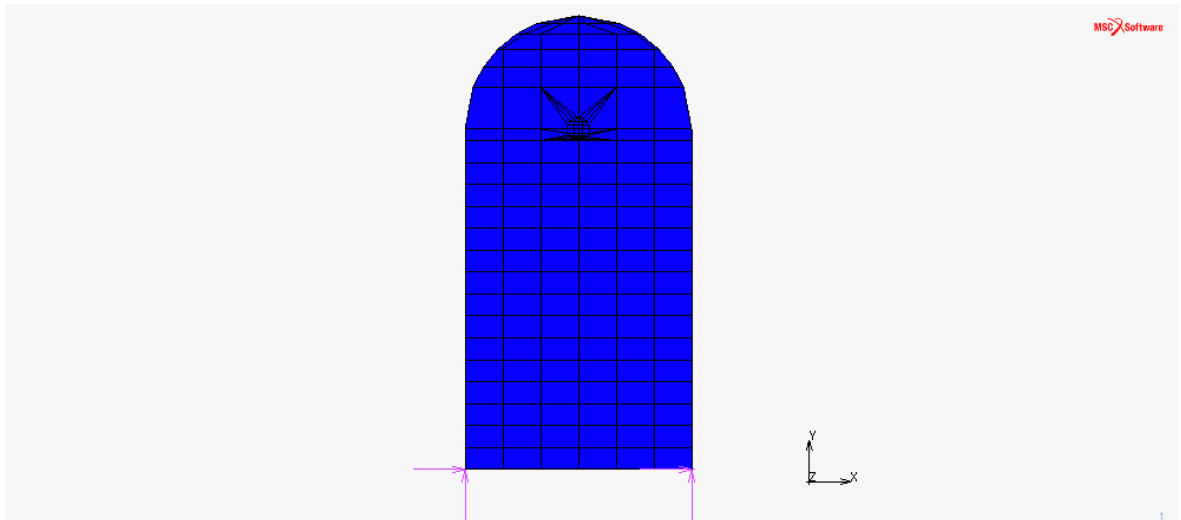
Reacción total en el eje x =  $-23214 \text{ N} - 23214.1 \text{ N} + 23627.1 \text{ N} + 23627 \text{ N}$

**Reacción total en el eje x = 826 N = 0.826 kN**

### 3.6. REACCIONES EN EL EJE Y

Para calcular las reacciones en el eje y del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar la base unas cargas muy grandes, las reacciones en el eje x que tendrá que soportar en la plataforma móvil serán en dirección contraria a las reacciones en el rodamiento del hombro que une el eslabón pequeño y la base. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar la plataforma móvil y que también para determinar el análisis estático de la base, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en las esquinas inferiores de unión entre la base y la plataforma que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje y.

En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.



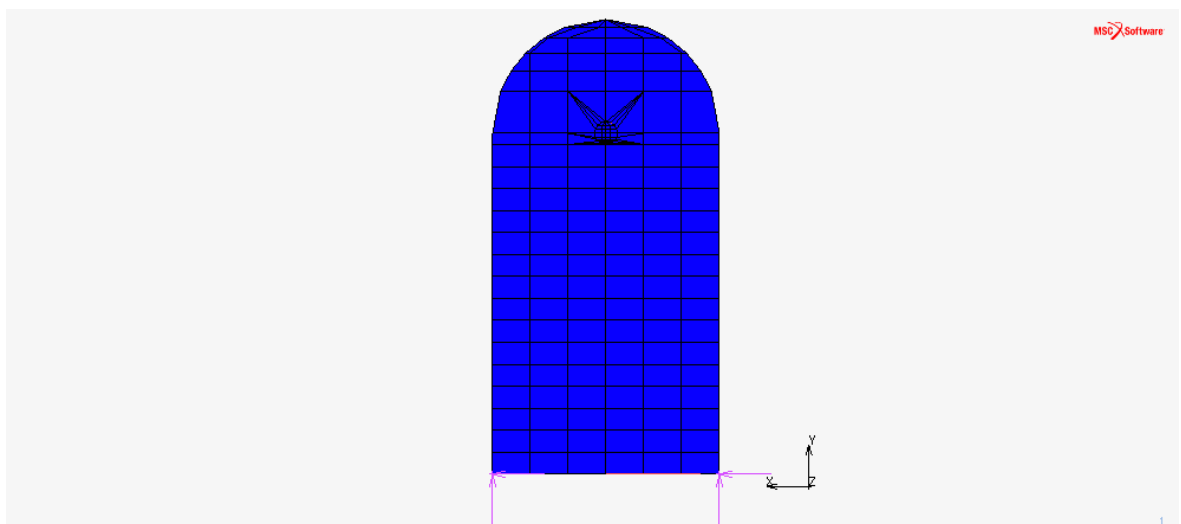
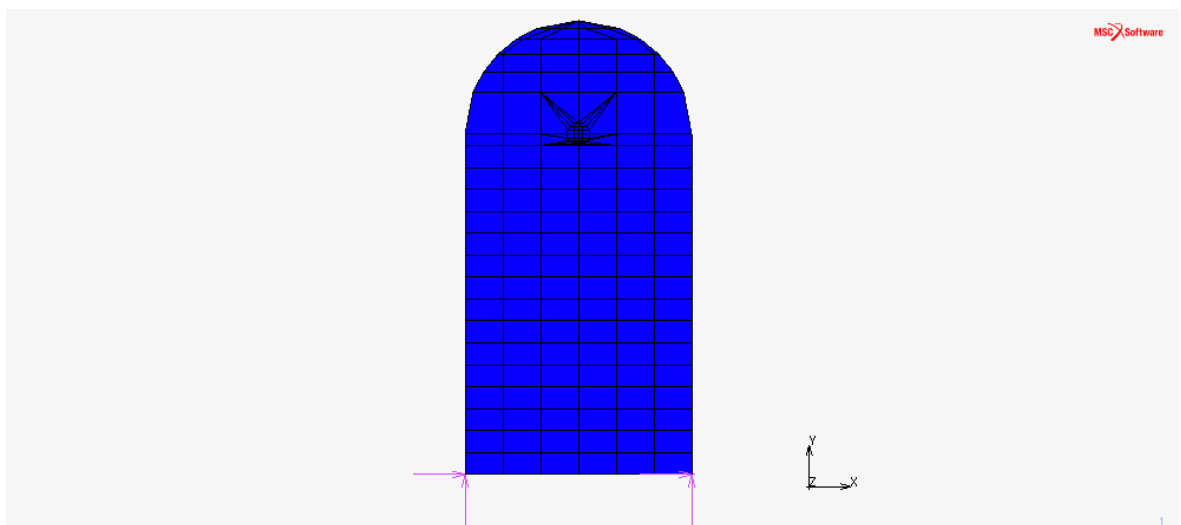
Reacción total en el eje y =  $49485.4 \text{ N} + 48246.2 + 48246.5 \text{ N} + 49485.5$

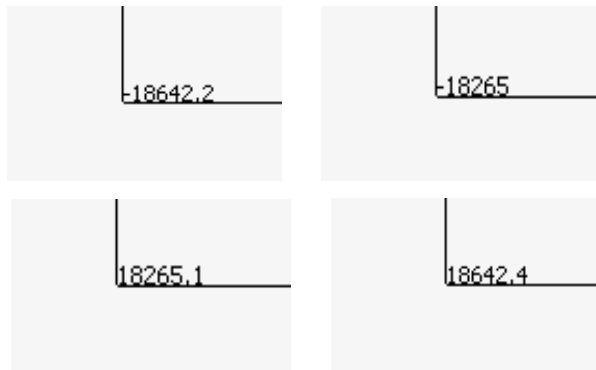
**Reacción total en el eje y =  $195463.6 \text{ N} = 195.4636 \text{ kN}$**

### 3.7. REACCIONES EN EL EJE Z

Para calcular las reacciones en el eje z del sistema de coordenadas globales, se puede observar como al tener que soportar el eslabón unas cargas muy grandes, las reacciones en el eje z que tendrá que soportar en el rodamiento de unión entre el eslabón pequeño y la base serán en dirección contraria a las reacciones en el rodamiento del codo que une los dos eslabones. Por tanto, para calcular la reacción total que deberá soportar el rodamiento y que también para determinar el análisis estático del eslabón pequeño, se restringirán los desplazamientos en el eje x, y, z, los nudos colocados en la parte baja de la circunferencia de unión entre los el eslabón pequeño y la base que serán los que más tensión soportarán. La suma entre las reacciones de los puntos restringidos será la fuerza de reacción total en el eje z.

En este caso se les restringirán el desplazamiento en los ejes x, y, z a tres nudos de los dos eslabones de a continuación.





Reacción total en el eje z =  $-18642.2 \text{ N} - 18265 + 18265.1 \text{ N} + 18642.4 \text{ N}$

**Reacción total en el eje z =  $0.3 \text{ N} = 0.0003 \text{ kN}$**



# ACTUADORES

## CILINDROS HIDRÁULICOS

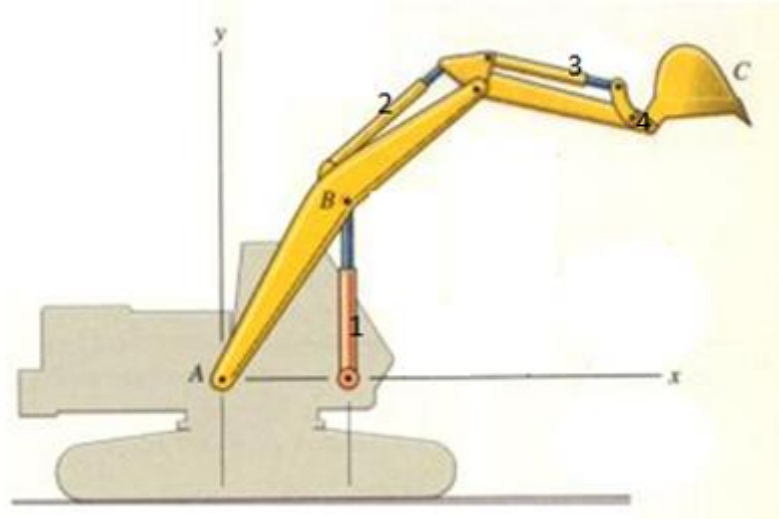


Figura 48: Cilindros hidráulicos.

### 1. TRANSFERENCIA DE MOVIMIENTO ENTRE LA BASE Y EL ESLABÓN PEQUEÑO (CILINDRO HIDRÁULICO 1)

REACCIÓN TOTAL ELEVABLE POR EL CILINDRO HIDRÁULICO = 70.13 kN

#### 1.1. CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO

##### 1.1.1. LADO DE MOVIMIENTO IZQUIERDO

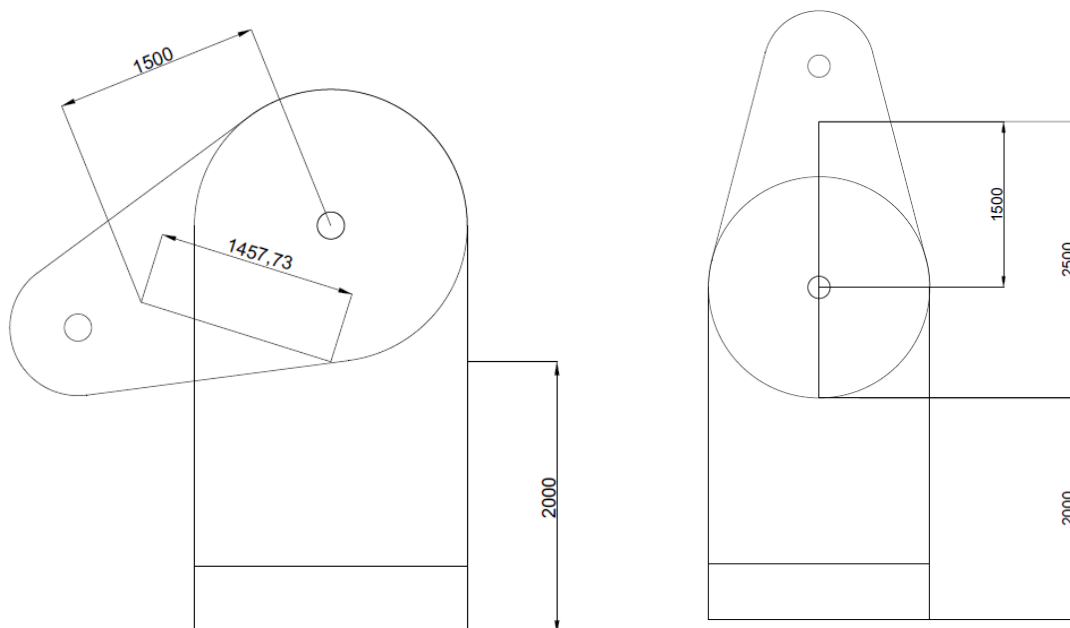
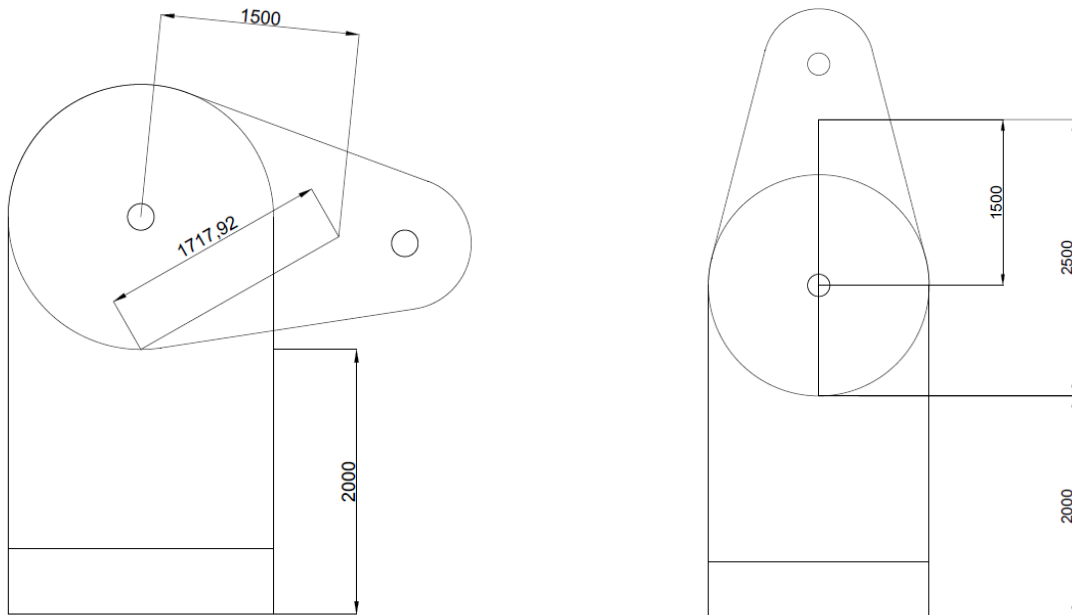


Figura 49: Carrera del cilindro hidráulico de elevación

Carrera del cilindro hidráulico = 2500 mm - 1457,73 mm

*Carrera del cilindro hidráulico = 1042,27 mm*

### 1.1.2. LADO DE MOVIMIENTO DERECHO



*Figura 50: Carrera del cilindro hidráulico de elevación*

*Carrera del cilindro hidráulico = 2500 mm - 1717,92 mm*

*Carrera del cilindro hidráulico = 782,08 mm*

## 2. TRANSFERENCIA DE MOVIMIENTO ENTRE EL ESLABÓN GRANDE Y EL ESLABÓN PEQUEÑO (CILINDRO HIDRÁULICO 2)

*REACCIÓN TOTAL ELEVABLE POR EL CILINDRO HIDRÁULICO = 46.2 kN*

### 2.1. CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO

#### 2.1.1. LADO DE MOVIMIENTO IZQUIERDO

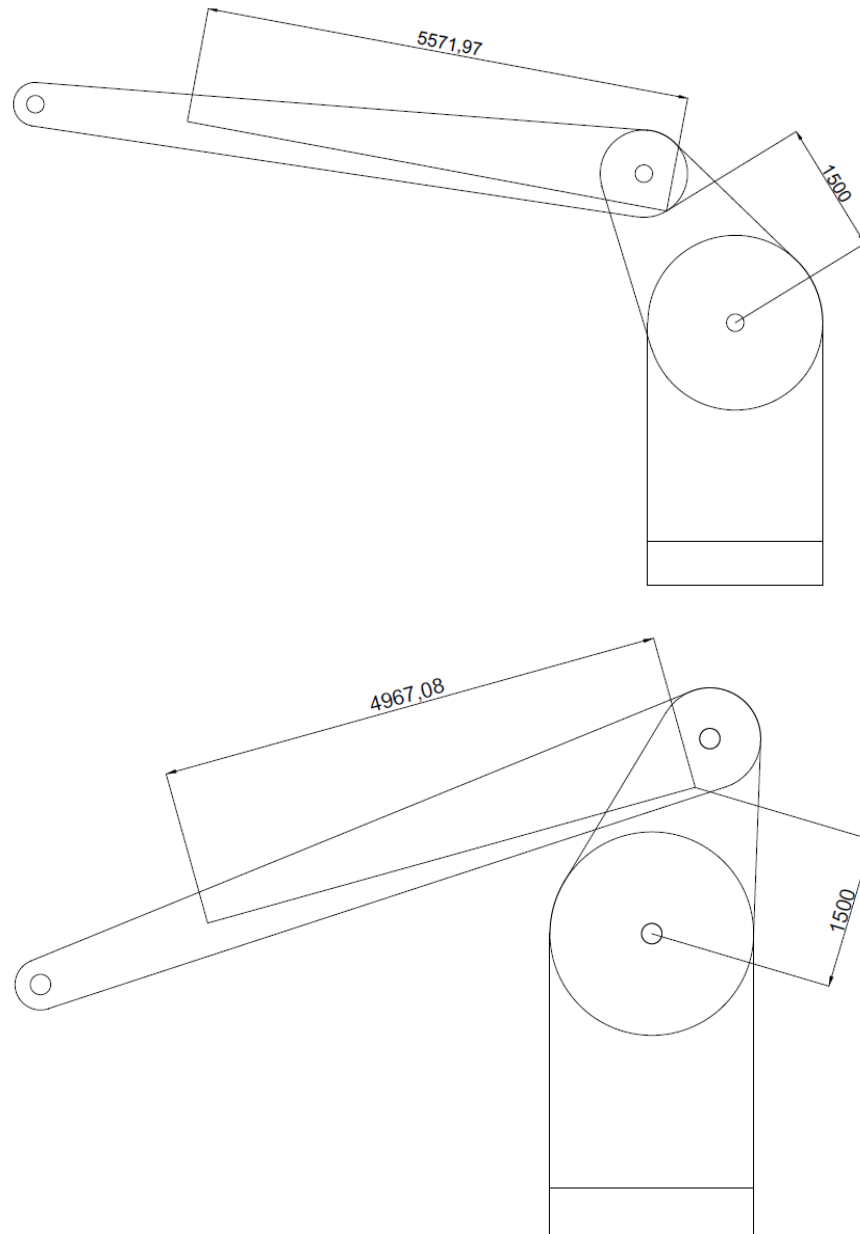


Figura 51: Carrera del cilindro hidráulico del brazo.

$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 5571,97 \text{ mm} - 4967,08 \text{ mm}$$

$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 604,89 \text{ mm}$$

### 2.1.2. LADO DE MOVIMIENTO DERECHO

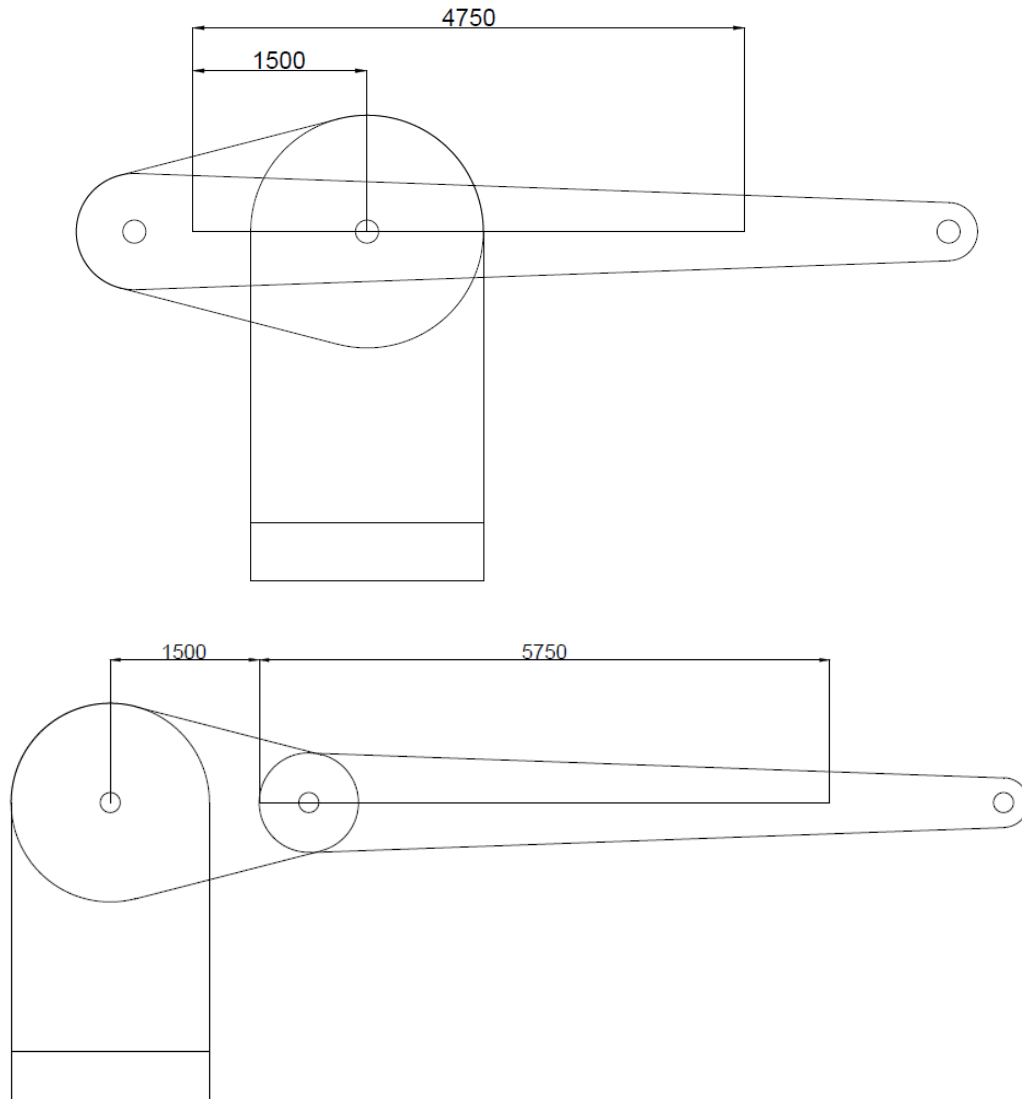


Figura 52: Carrera del cilindro hidráulico del brazo.

$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 5750 \text{ mm} - 4750 \text{ mm}$$

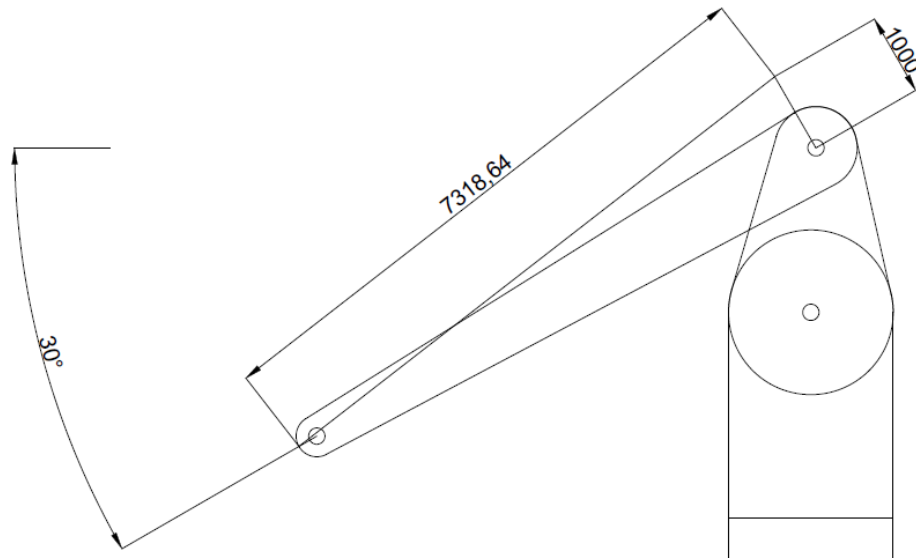
$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 1000 \text{ mm}$$

### 3. TRANSFERENCIA DE MOVIMIENTO ENTRE EL ESLABÓN PEQUEÑO Y LA PINZA O MANO (CILINDRO HIDRÁULICO 3)

$$\text{REACCIÓN TOTAL ELEVABLE POR EL CILINDRO HIDRÁULICO} = 7,35 \text{ kN}$$

#### 3.1. CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO

##### 3.1.1. LADO DE MOVIMIENTO IZQUIERDO



A esta longitud del cilindro hidráulico habrá que añadirle la longitud correspondiente para orientar la pinza horizontalmente. Para ello, habrá que medir la longitud del arco recorrido la semicircunferencia final del eslabón grande de 250 milímetros. También habrá que añadirle los 1000 milímetros de extensión que podrá alcanzar la pinza.

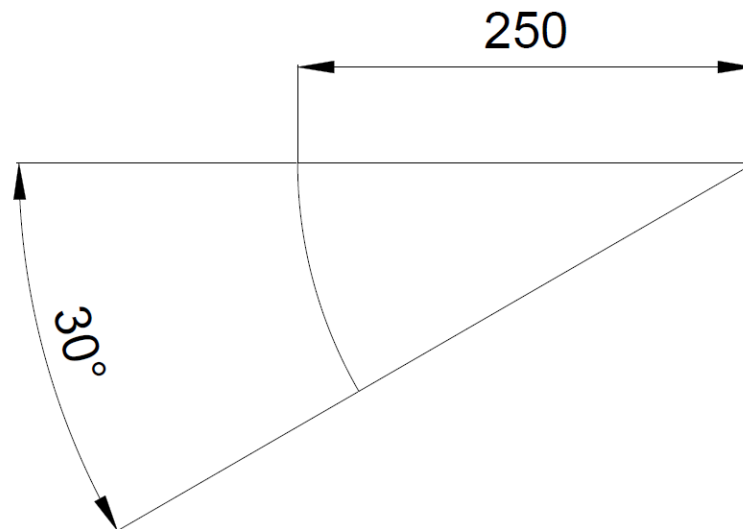
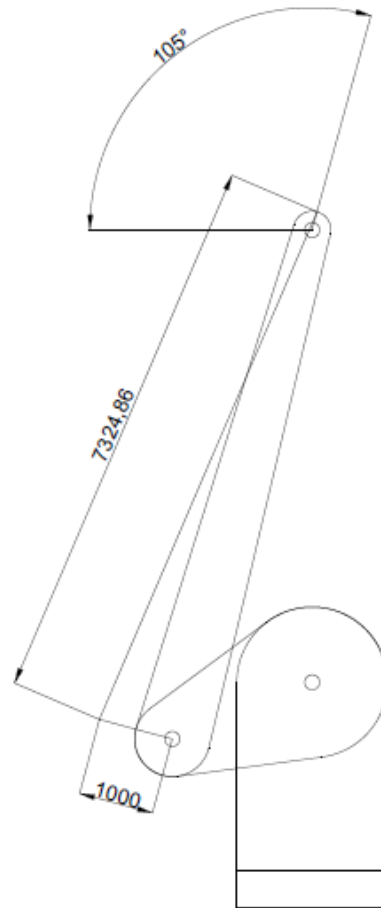


Figura 53: Carrera del cilindro hidráulico de la pinza.

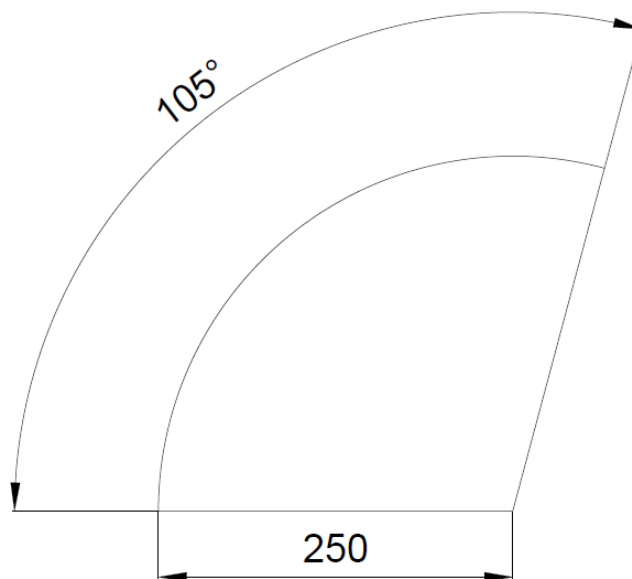
$$\text{Longitud arco} = \pi \times \text{Diámetro} \times \frac{\text{Ángulo arco}}{\text{Ángulo circunferencia}}$$

$$\text{Longitud arco} = \pi \times 250 \text{ mm} \times \frac{30^\circ}{360^\circ} = 65,45 \text{ mm}$$

$$\text{Cilindro hidráulico 1} = 7318,64 \text{ mm} + 65,45 \text{ mm} + 1000 \text{ mm} = 8384,09 \text{ mm}$$



A esta longitud del cilindro hidráulico habrá que añadirle la longitud correspondiente para orientar la pinza horizontalmente. Para ello, habrá que medir la longitud del arco recorrido la semicircunferencia final del eslabón grande de 250 milímetros. También habrá que añadirle los 1000 milímetros de extensión que podrá alcanzar la pinza.



$$\text{Longitud arco} = \pi \times \text{Diametro} \times \frac{\text{Ángulo arco}}{\text{Ángulo circunferencia}}$$

$$\text{Longitud arco} = \pi \times 250 \text{ mm} \times \frac{105^\circ}{360^\circ} = 229,075 \text{ mm}$$

Cilindro hidráulico 2

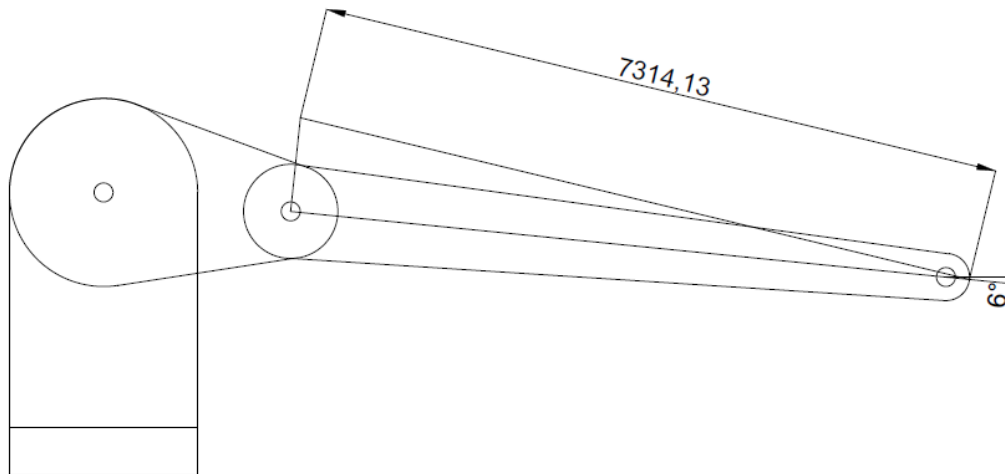
$$= 7324,86 \text{ mm} + 229,075 \text{ mm} + 1000 \text{ mm}$$

$$= 8553,935 \text{ mm}$$

$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 8553,935 \text{ mm} - 8384,09 \text{ mm}$$

$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 169,845 \text{ mm}$$

### 3.1.2. LADO DE MOVIMIENTO DERECHO



A esta longitud del cilindro hidráulico habrá que añadirle la longitud correspondiente para orientar la pinza horizontalmente. Para ello, habrá que medir la longitud del arco recorrido la semicircunferencia final del eslabón grande de 250 milímetros. También habrá que añadirle los 1000 milímetros de extensión que podrá alcanzar la pinza.

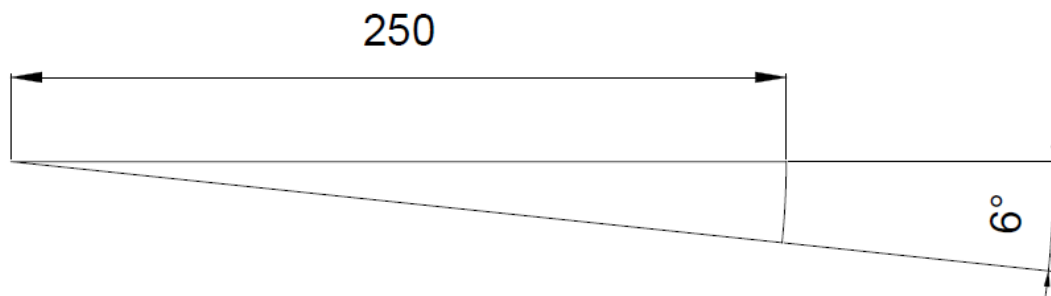
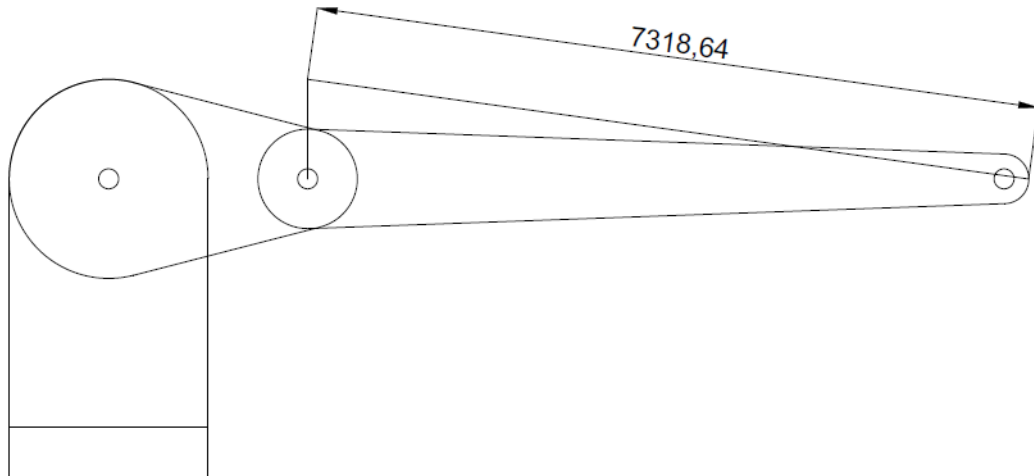


Figura 54: Carrera del cilindro hidráulico de la pinza.

$$\text{Longitud arco} = \pi \times \text{Diametro} \times \frac{\text{Ángulo arco}}{\text{Ángulo circunferencia}}$$

$$\text{Longitud arco} = \pi \times 250 \text{ mm} \times \frac{6^\circ}{360^\circ} = 13,09 \text{ mm}$$

$$\text{Cilindro hidráulico 1} = 7314,13 \text{ mm} + 13,09 \text{ mm} + 1000 \text{ mm} = 8327,22 \text{ mm}$$



A esta longitud del cilindro hidráulico habrá que añadirle la longitud correspondiente para orientar la pinza horizontalmente. Para ello, habrá que medir la longitud del arco recorrido la semicircunferencia final del eslabón grande de 250 milímetros. También habrá que añadirle los 1000 milímetros de extensión que podrá alcanzar la pinza.

$$\text{Longitud arco} = \pi \times \text{Diámetro} \times \frac{\text{Ángulo arco}}{\text{Ángulo circunferencia}}$$

$$\text{Longitud arco} = \pi \times 250 \text{ mm} \times \frac{0^\circ}{360^\circ} = 0 \text{ mm}$$

$$\text{Cilindro hidráulico 2} = 7318,64 \text{ mm} + 1000 \text{ mm} = 8318,64 \text{ mm}$$

$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 8327,22 \text{ mm} - 8318,64 \text{ mm}$$

$$\text{Carrera del cilindro hidráulico} = 8,58 \text{ mm}$$

#### 4. CILINDRO HIDRÁULICO EXTENSIBLE EN LA MUÑECA (CILINDRO HIDRÁULICO 4)

$$\text{REACCIÓN TOTAL ELEVABLE POR EL CILINDRO HIDRÁULICO} = 7.35 \text{ kN}$$

$$\text{CARRERA DEL CILINDRO HIDRÁULICO} = 1000 \text{ mm}$$

### RODAMIENTOS



## 1. RODAMIENTOS EN LAS UNIONES

A continuación se hará la elección de los rodamientos que irán acopladas en las uniones del brazo mecánico y se describirán detalladamente las características de cada rodamiento.

### 1.1. RODAMIENTO EN LA UNIÓN DE LA MUÑECA

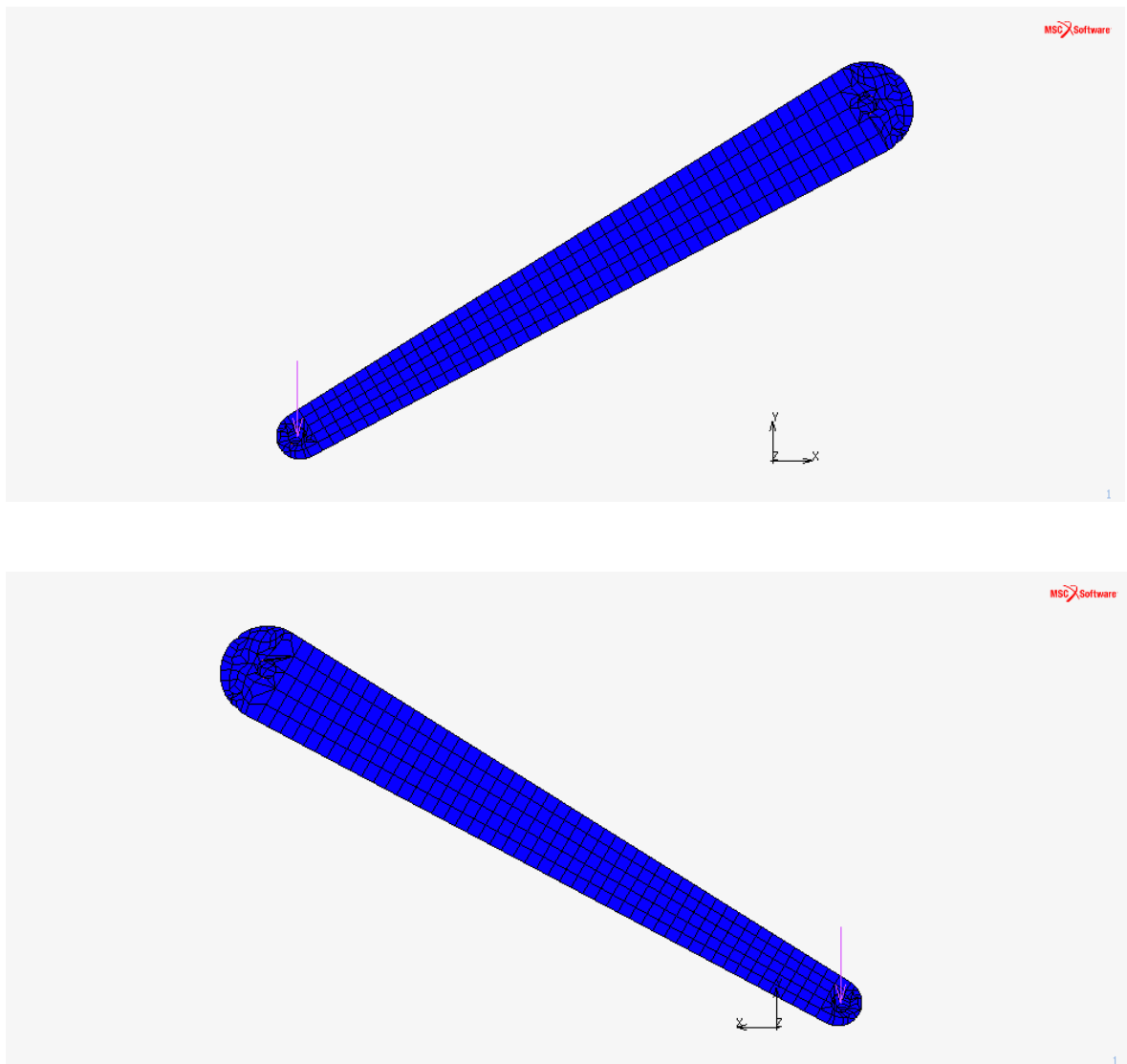


Figura 55: Rodamiento de unión muñeca.

La carga que deberá aguantar el rodamiento que estará colocado en la unión de la mano entre el eslabón grande y el elemento terminal será el del peso máximo que podrá ser transportado mediante la máquina. Esta carga ira mayorada mediante un coeficiente de seguridad acorde con la seguridad de que no haya ningún fallo y la máquina pueda realizar su labor adecuadamente. Este peso máximo que debe aguantar el brazo mecánico vendrá señalado como una condición de diseño.

$$\text{CARGA MÁXIMA TRANSPORABLE} = 500 \text{ kg} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 4900 \text{ N}$$

COEFICIENTE DE SEGURIDAD = 1.5

CARGA MÁXIMA MAYORADA=  $4900\text{ N} \times 1.5 = 7350\text{ N} = 7.35\text{ kN}$

**1.1.1. RODAMIENTO NJ 202 ECP**

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa	Designación	Aro angular Designación
d	D	B	dinámica	estática $C_0$		Velocidad	Velocidad de referencialímite			
mm			kN		kN	rpm		kg	-	-
15	35	11	12,5	10,2	1,22	22000	26000	0,049	NJ 202 ECP	-

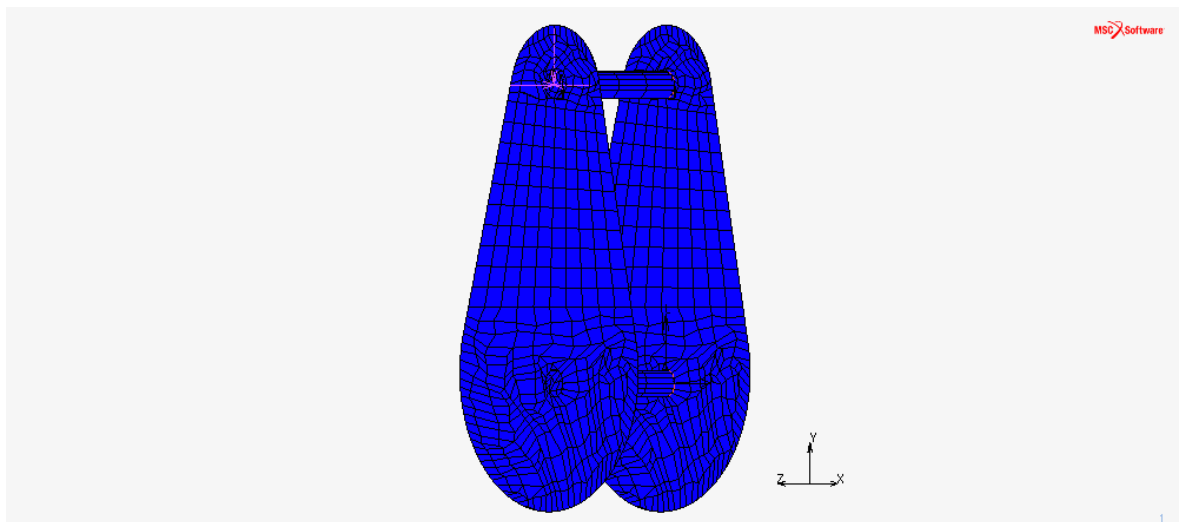
Principal dimensions			Basic load ratings		Designation	Angle ring Designation
d	D	B	dynamic	static		
mm			C	$C_0$	* SKF Explorer bearing	-
15	35	11	12,5	10,2	NJ 202 ECP	-

Calculation factors  
 $k_1$  0,15  
 $e$  0,2     $\gamma$  0,6

Figura 56: Rodamiento NJ 202 ECP.

**1.2. RODAMIENTO EN LA UNIÓN DEL CODO**



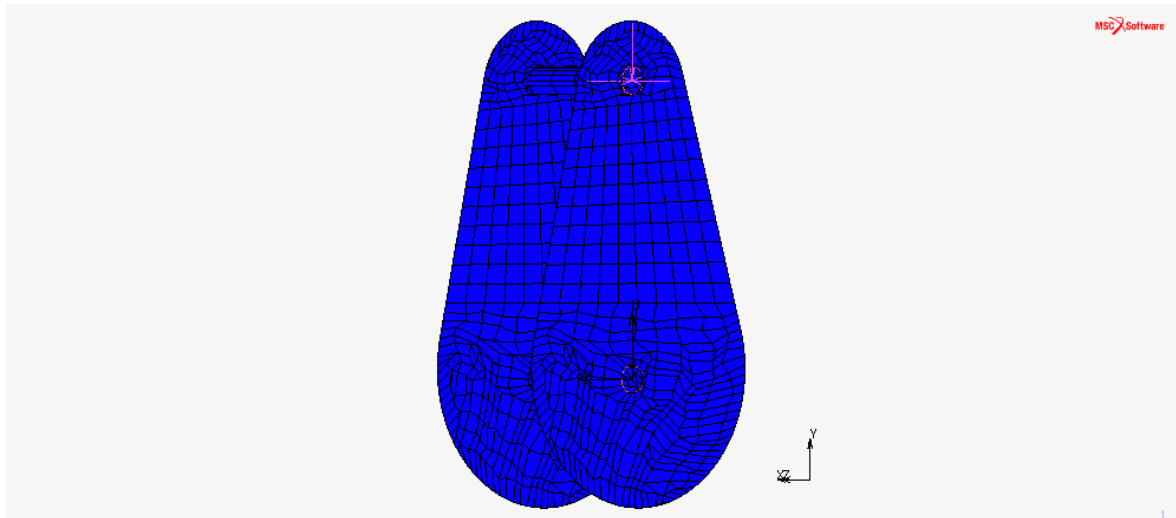


Figura 57: Rodamiento de unión codo.

### 1.2.1. ESLABÓN DERECHO

Reacción total en el eje x = 413 N = 0.413 kN

Reacción total en el eje y = 23085 N = 23.085 kN

Reacción total en el eje z = 665.244 N = 0.665 kN

$$\text{Reacción total} = \sqrt{(0.413 \text{ kN})^2 + (23.085 \text{ kN})^2 + (0.665 \text{ kN})^2}$$

**Reacción total = 23.1 kN**

### 1.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO

Reacción total en el eje x = 413 N = 0.413 kN

Reacción total en el eje y = 23085 N = 23.085 kN

Reacción total en el eje z = -664.917 N = -0.665 kN

$$\text{Reacción total} = \sqrt{(0.413 \text{ kN})^2 + (23.085 \text{ kN})^2 + (0.665 \text{ kN})^2}$$

**Reacción total = 23.1 kN**

**REACCIÓN TOTAL SOPORTABLE POR EL RODAMIENTO =  
23.1 kN + 23.1 kN = 46.2 kN**

### 1.2.3. RODAMIENTO NJ 306 ECJ

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidades		Masa	Designación	Aro angular Designación
d	D	B	C	$C_0$		Velocidad de referencialímite	Velocidad de referencialímite			
mm			kN		kN	rpm		kg	* - Rodamiento SKF Explorer	-
30	72	19	58,5	48	6,2	11000	12000	0,41	NJ 306 ECJ *	HJ 306 EC

Principal dimensions			Basic load ratings		Designation	Angle ring
d	D	B	dynamic C	static C <sub>0</sub>	* SKF Explorer bearing	Designation
mm			kN		-	-
<b>30</b>	72	19	58,5	48	NJ 306 ECJ *	HJ 306 EC

Technical drawings of the NJ 306 ECJ bearing showing dimensions and calculation factors:

- Dimensions:  $B = 19$ ,  $r_{1,2min} = 1,1$ ,  $s = 1,4$ ,  $D = 72$ ,  $D_1 = 58,9$ ,  $d_1 = 45$ ,  $d = 30$ ,  $F = 40,5$ ,  $r_{3,4min} = 1,1$ ,  $B_2 = 8,5$ ,  $B_1 = S$ ,  $d = 30$ ,  $d_1 = 45$ .
- Calculation factors:  $k_2 = 0,15$ ,  $e = 0,2$ ,  $\gamma = 0,6$ .
- Designation: HJ 306 EC, Mass kg 0,042.

Figura 58: Rodamiento NJ 306 ECJ.

### 1.3. RODAMIENTO EN LA UNIÓN DEL HOMBRO

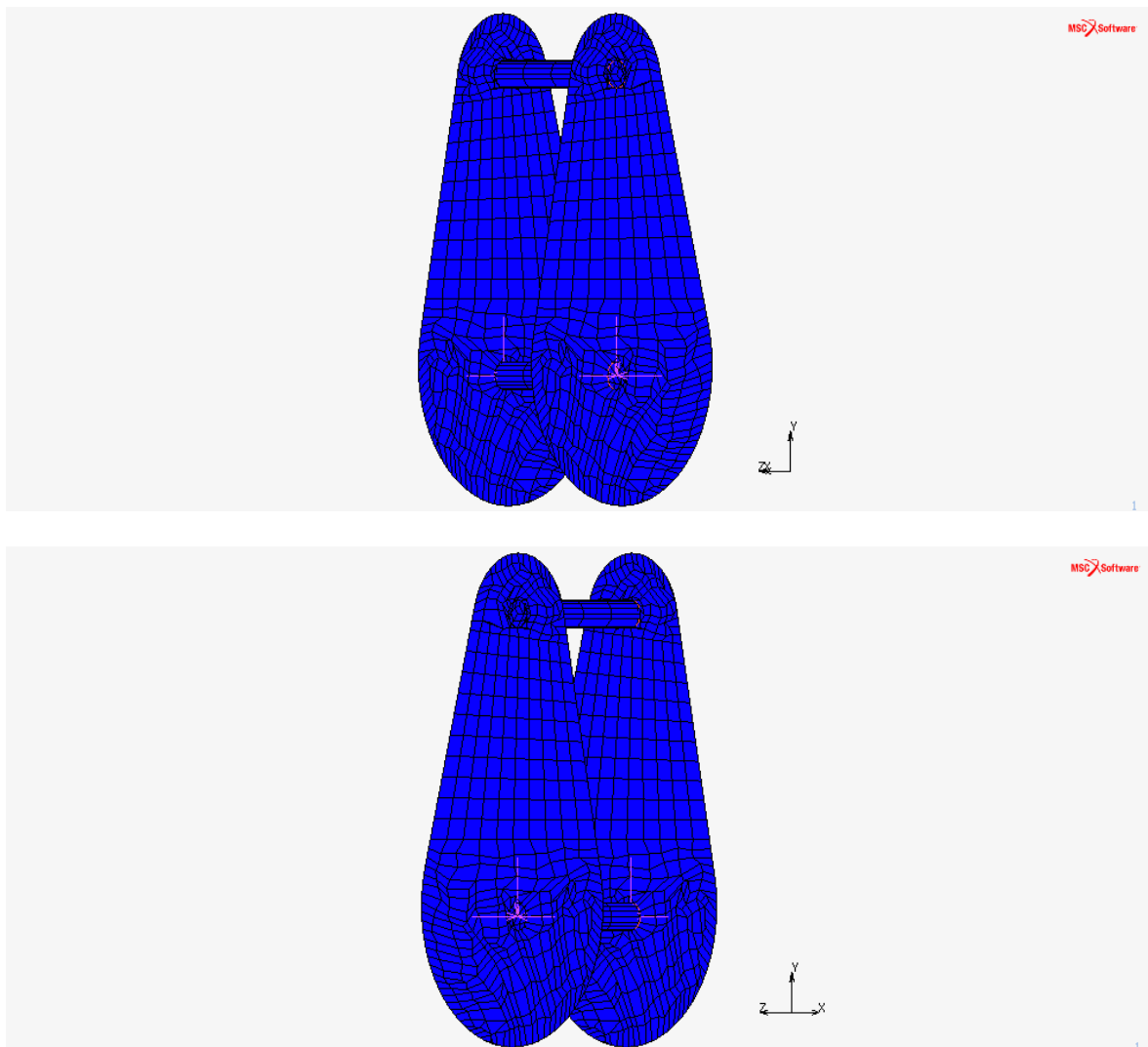


Figura 59: Rodamiento de unión hombro.

#### 1.3.1. ESLABÓN DERECHO

Reacción total en el eje x = 412.95 N = -0.413 kN

Reacción total en el eje y = 35122.133 N = -35.12 kN

Reacción total en el eje z = 788.781 N = 0.789 kN

Reacción total = 
$$= \sqrt{(-0.413 \text{ kN})^2 + (-35.12 \text{ kN})^2 + (0.789 \text{ kN})^2}$$

**Reacción total = 35.13 kN**

**1.3.2. ESLABÓN IZQUIERDO**

Reacción total en el eje x = 413.12 N = - 0.413 kN

Reacción total en el eje y = 35123.5 N = - 35.12 kN

Reacción total en el eje z = 789.11 N = - 0.789 kN

Reacción total = 
$$= \sqrt{(-0.413 \text{ kN})^2 + (-35.12 \text{ kN})^2 + (-0.789 \text{ kN})^2}$$

**Reacción total = 35.13 kN**

**REACCIÓN TOTAL SOPORTABLE POR EL RODAMIENTO = 35.13 kN + 35.13 kN = 70.26 kN**

**1.3.3. RODAMIENTO NJ 2208 ECJ**

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P <sub>u</sub>	Velocidades		Masa	Designación	Aro angular Designación
d	D	B	C	C <sub>0</sub>		Velocidad de referencialímite	Velocidad			
mm			kN		kN	rpm		kg	* - Rodamiento SKF Explorer	
40	80	23	81,5	75	9,65	9500	11000	0,55	NJ 2208 ECJ *	HJ 2208 EC
Principal dimensions			Basic load ratings		Designation		Angle ring Designation			
d	D	B	C	C <sub>0</sub>	* SKF Explorer bearing					
mm			kN							
40	80	23	81,5	75	NJ 2208 ECJ *		HJ 2208 EC			

Technical drawings of the NJ 2208 ECJ bearing showing dimensions and calculation factors. The drawings include a front view, a side view, and a cross-section view. Dimensions shown include: D=80, D1=67.9, d1=54, B=23, f1.2min=1.1, d=40, f3.4min=1.1, F=49.5, s=1.9, r1max=1, d1max=48, d1min=47, D1max=73, d1min=56, B2=9, r3.4min=1.1, B1=5, d=40. Calculation factors: kr=0.2, e=0.3, γ=0.4. Mass: 0.048 kg.

Figura 60: Rodamiento NJ 2208 ECJ.

	Unión muñeca	Unión codo	Unión hombro
Esfuerzo soportable	7.35 kN	46.2 kN	70.26 kN
Esfuerzos soportables por el rodamiento	Radial	Radial	Radial
Tipo de rodamiento	Rodamientos de rodillos cilíndricos	Rodamientos de rodillos cilíndricos	Rodamientos de rodillos cilíndricos
Designación del rodamiento	NJ 202 ECP	NJ 306 ECJ	NJ 2208 ECJ

Tabla 1: Tabla de los rodamientos.

## 2. REACCIONES SOPORTADAS POR LOS RODAMIENTOS

### 2.1. REACCIONES DEL RODAMIENTO DE UNIÓN DE LA MUÑECA

#### 2.1.1. REACCIONES RADIALES

##### 2.1.1.1. ESLABÓN DERECHO



$$\begin{aligned} \text{REACCIÓN TOTAL RADIAL} &= -977,861 \text{ N} - 549,681 \text{ N} - 988,671 \text{ N} \\ &= -2516,213 \text{ N} = -2,516 \text{ kN} \end{aligned}$$

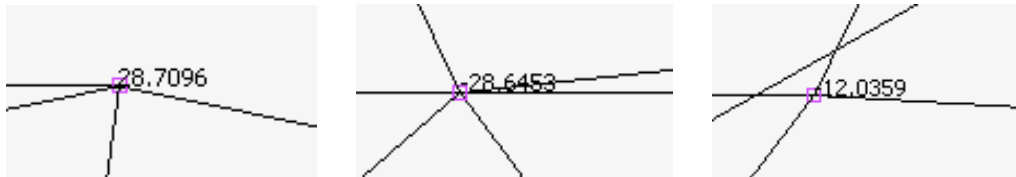
##### 2.1.1.2. ESLABÓN IZQUIERDO



$$\begin{aligned} \text{REACCIÓN TOTAL RADIAL} &= -976,851 \text{ N} - 569,988 \text{ N} - 978,192 \text{ N} \\ &= -2525,031 \text{ N} = -2,525 \text{ kN} \end{aligned}$$

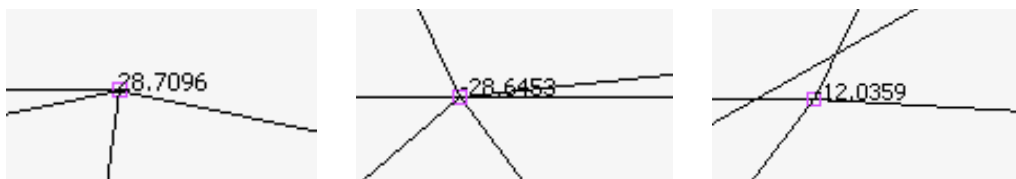
## 2.1.2. REACCIONES AXIALES

### 2.1.2.1. ESLABÓN DERECHO



$$REACCIÓN\ TOTAL\ AXIAL = 28,7096\ N - 28,6453\ N - 12,0359\ N = -11,9716\ N$$

### 2.1.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO



$$REACCIÓN\ TOTAL\ AXIAL = 28,7096\ N - 28,6453\ N - 12,0359\ N = -11,9716\ N$$

## 2.2. REACCIONES DEL RODAMIENTO DE UNIÓN DEL CODO

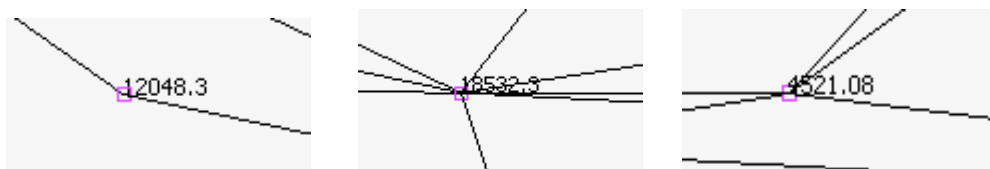
### 2.2.1. REACCIONES RADIALES

#### 2.2.1.1. ESLABÓN DERECHO



$$\begin{aligned} REACCIÓN\ TOTAL\ RADIAL &= 12048,3\ N + 18532,3\ N + 4521,05\ N \\ &= 35101,65\ N = 35,1\ kN \end{aligned}$$

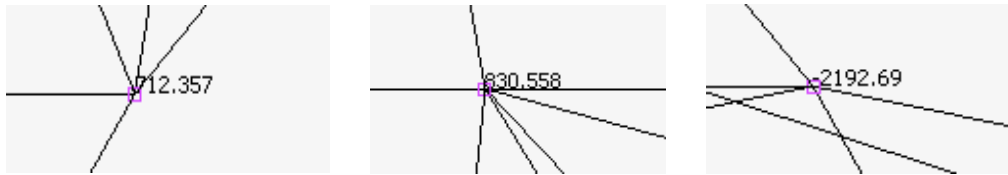
#### 2.2.1.2. ESLABÓN IZQUIERDO



$$\begin{aligned} REACCIÓN\ TOTAL\ RADIAL &= 12048,3\ N + 18532,3\ N + 4521,08\ N \\ &= 35101,68\ N = 35,1\ kN \end{aligned}$$

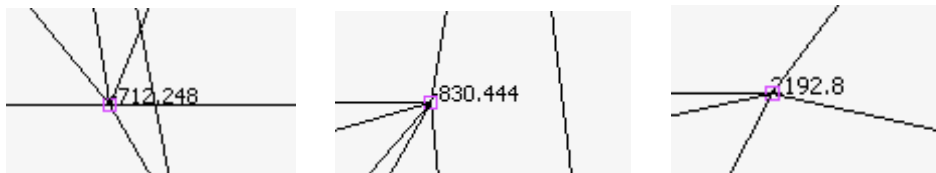
### 2.2.2. REACCIONES AXIALES

#### 2.2.2.1. ESLABÓN DERECHO



$$\begin{aligned} \text{REACCIÓN TOTAL AXIAL} &= 712,357 \text{ N} + 830,558 \text{ N} - 2192,69 \text{ N} = -649,775 \text{ N} \\ &= -0,65 \text{ kN} \end{aligned}$$

### 2.2.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO

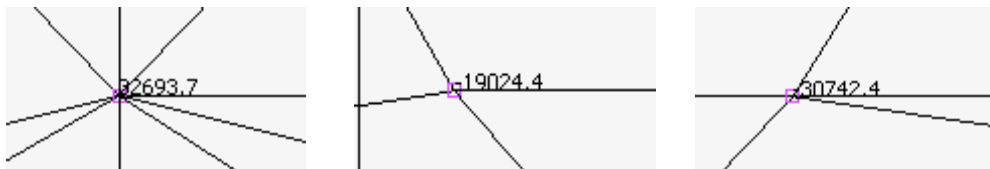


$$\begin{aligned} \text{REACCIÓN TOTAL AXIAL} &= -712,248 \text{ N} - 830,444 \text{ N} + 2192,8 \text{ N} = 650,108 \text{ N} \\ &= 0,65 \text{ kN} \end{aligned}$$

## 2.3. REACCIONES DEL RODAMIENTO DE UNIÓN DEL HOMBRO

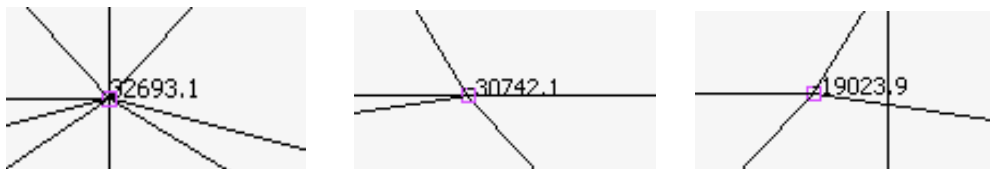
### 2.3.1. REACCIONES RADIALES

#### 2.3.1.1. ESLABÓN DERECHO



$$\begin{aligned} \text{REACCIÓN TOTAL RADIAL} &= 32693,7 \text{ N} - 19024,4 \text{ N} - 30742,4 \text{ N} \\ &= -17073,1 \text{ N} = -17,07 \text{ kN} \end{aligned}$$

#### 2.3.1.2. ESLABÓN IZQUIERDO

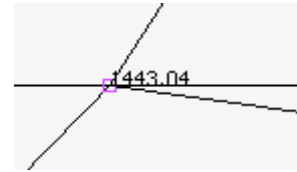
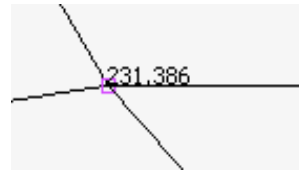
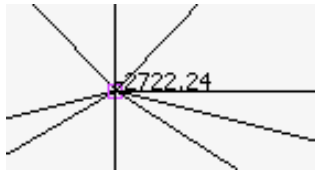


$$\begin{aligned} \text{REACCIÓN TOTAL RADIAL} &= 32693,1 \text{ N} - 30742,1 \text{ N} - 19023,9 \text{ N} \\ &= -17072,9 \text{ N} = -17,07 \text{ kN} \end{aligned}$$

### 2.3.2. REACCIONES AXIALES

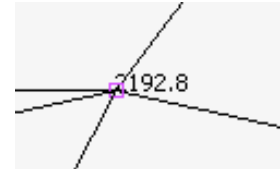
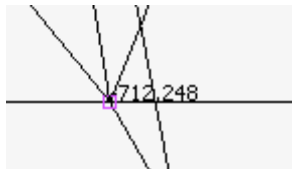
#### 2.3.2.1. ESLABÓN DERECHO





$$\begin{aligned} \text{REACCIÓN TOTAL AXIAL} &= -2722,24 \text{ N} + 231,386 \text{ N} + 1443,04 \text{ N} \\ &= -1047,814 \text{ N} = -1,05 \text{ kN} \end{aligned}$$

### 2.3.2.2. ESLABÓN IZQUIERDO



$$\begin{aligned} \text{REACCIÓN TOTAL AXIAL} &= -712,248 \text{ N} - 830,444 \text{ N} + 2192,8 \text{ N} = 650,108 \text{ N} \\ &= 0,65 \text{ kN} \end{aligned}$$

## 3. CÁLCULOS A FATIGA

En general, los datos que se necesitan para calcular la fatiga de los rodamientos son los de viscosidad del lubricante que engrasa los rodamientos y las reacciones radiales y axiales. Todos estos cálculos se han hecho en los apartados anteriores. Por tanto, se harán los cálculos a fatiga de los tres rodamientos por los que estará compuesto el brazo mecánico.

### 3.1. RODAMIENTO COLOCADO EN LA UNIÓN DE LA MUÑECA DEL BRAZO MECÁNICO

Los parámetros de entrada del rodamiento para calcular las horas de funcionamiento que tendrá el rodamiento serán los siguientes:



## Los parámetros de entrada

<b>F<sub>r</sub></b>	2.525 kN
carga radial	
<b>F<sub>una</sub></b>	0.012 kN
carga axial sobre rodamiento	
<b>n<sub>i</sub></b>	95.5 r / min
Velocidad de rotación del anillo interior	
<b>Temperatura de funcionamiento</b>	100 ° C
Teniendo anillo exterior	
<b>Tipo de lubricante y la limpieza</b>	B <sub>6</sub> = 200 filtro ISO 4406 código de limpieza -/13/10
seleccionar de la lista	
<b>Viscosidad tipo de entrada de cálculo</b>	De entrada Viscosidad a 40 ° C y 100 ° C
De la lista	
<b>Viscosidad a 40 ° C</b>	110 mm <sup>2</sup> / s
<b>Viscosidad a 100 ° C</b>	11 mm <sup>2</sup> / s

A continuación se puede observar cómo se dan los resultados de los cálculos a fatiga del rodamiento con los parámetros de entrada definidos anteriormente.

## Resultados

<b>L<sub>10mH</sub></b>	3670 horas
Vida nominal SKF, horas de funcionamiento	
<b>una<sub>SKF</sub></b>	0.101
SKF factor de modificación de la vida a <sub>SKF</sub>	
<b>P</b>	2,52 kN
Carga dinámica equivalente	
<b>κ</b>	0.06
relación de viscosidad	
<b>η<sub>c</sub></b>	0.0884
Factor de nivel de contaminación	
<b>v<sub>1</sub></b>	185 mm <sup>2</sup> / s
requerida viscosidad cinemática de κ = 1	
<b>L<sub>10h</sub></b>	36.300 horas
Duración de vida nominal, horas de funcionamiento	
<b>C / P</b>	4.96
ratio de carga	

Calculados las horas de trabajo del rodamiento, se representará el rodamiento en tres dimensiones para ver cómo será físicamente y también se representarán las tres vistas principales del rodamiento. Con esto podrá hacerse una idea de cómo será el rodamiento elegido.

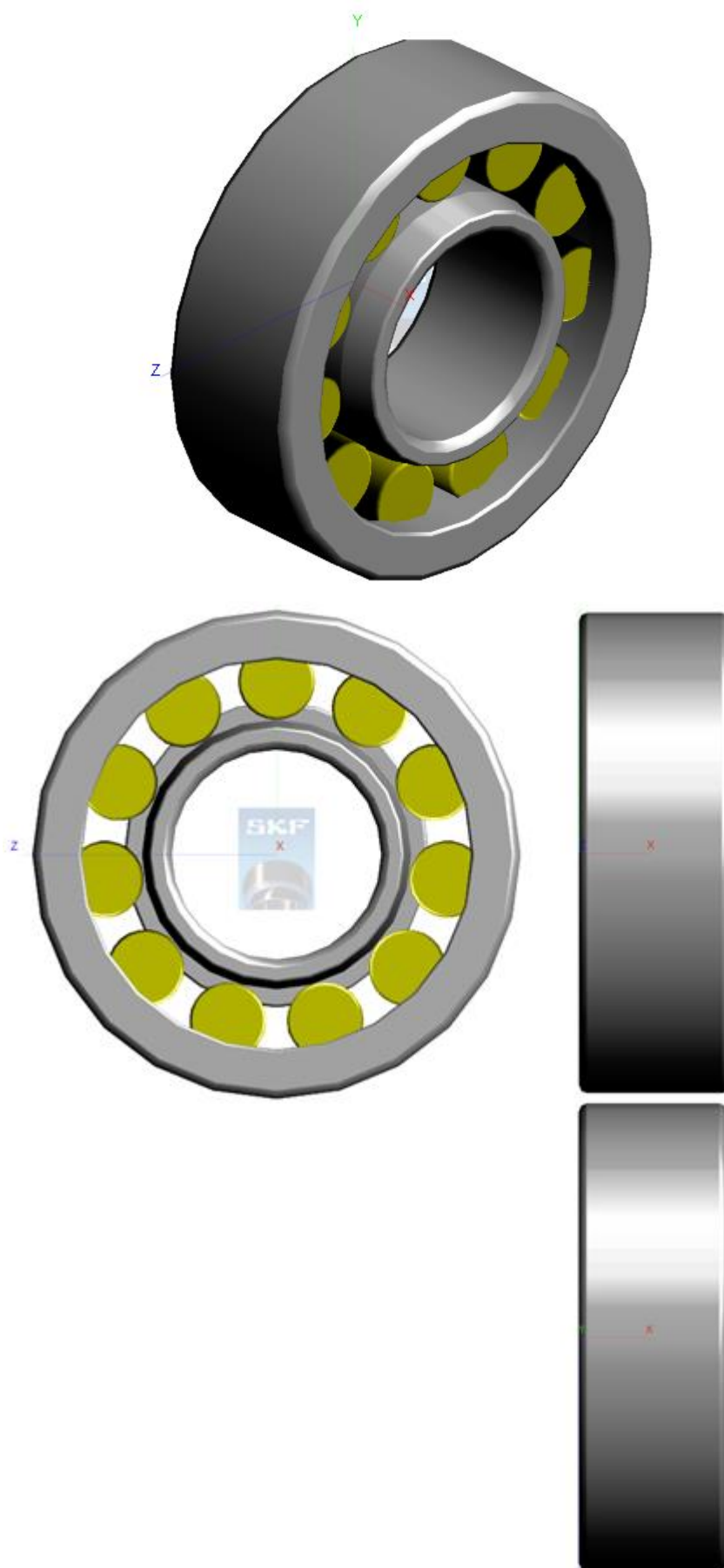


Figura 61: Rodamiento unión muñeca.

### 3.2. RODAMIENTO COLOCADO EN LA UNIÓN DEL CODO DEL BRAZO MECÁNICO

Los parámetros de entrada del rodamiento para calcular las horas de funcionamiento que tendrá el rodamiento serán los siguientes:

Los parámetros de entrada

<b><math>F_r</math></b>	2.525 kN
carga radial	
<b><math>F_{una}</math></b>	0.012 kN
carga axial sobre rodamiento	
<b><math>n_i</math></b>	95.5 r / min
Velocidad de rotación del anillo interior	
<b>Temperatura de funcionamiento</b>	100 ° C
Teniendo anillo exterior	
<b>Tipo de lubricante y la limpieza</b>	$B_6 = 200$ filtro ISO 4406 código de limpieza -/13/10
seleccionar de la lista	
<b>Viscosidad tipo de entrada de cálculo</b>	De entrada Viscosidad a 40 ° C y 100 ° C
De la lista	
<b>Viscosidad a 40 ° C</b>	110 mm <sup>2</sup> / s
<b>Viscosidad a 100 ° C</b>	11 mm <sup>2</sup> / s

A continuación se puede observar cómo se dan los resultados de los cálculos a fatiga del rodamiento con los parámetros de entrada definidos anteriormente.

Resultados

<b><math>L_{10mH}</math></b>	3670 horas
Vida nominal SKF, horas de funcionamiento	
<b><math>u_{na SKF}</math></b>	0.101
SKF factor de modificación de la vida a $u_{na SKF}$	
<b><math>P</math></b>	2,52 kN
Carga dinámica equivalente	
<b><math>\kappa</math></b>	0.06
relación de viscosidad	
<b><math>\eta_c</math></b>	0.0884
Factor de nivel de contaminación	
<b><math>v_1</math></b>	185 mm <sup>2</sup> / s
requerida viscosidad cinemática de $\kappa = 1$	
<b><math>L_{10h}</math></b>	36.300 horas
Duración de vida nominal, horas de funcionamiento	
<b><math>C / P</math></b>	4.96
ratio de carga	

Calculados las horas de trabajo del rodamiento, se representará el rodamiento en tres dimensiones para ver cómo será físicamente y también se representarán las tres vistas principales del rodamiento. Con esto podrá hacerse una idea de cómo será el rodamiento elegido.

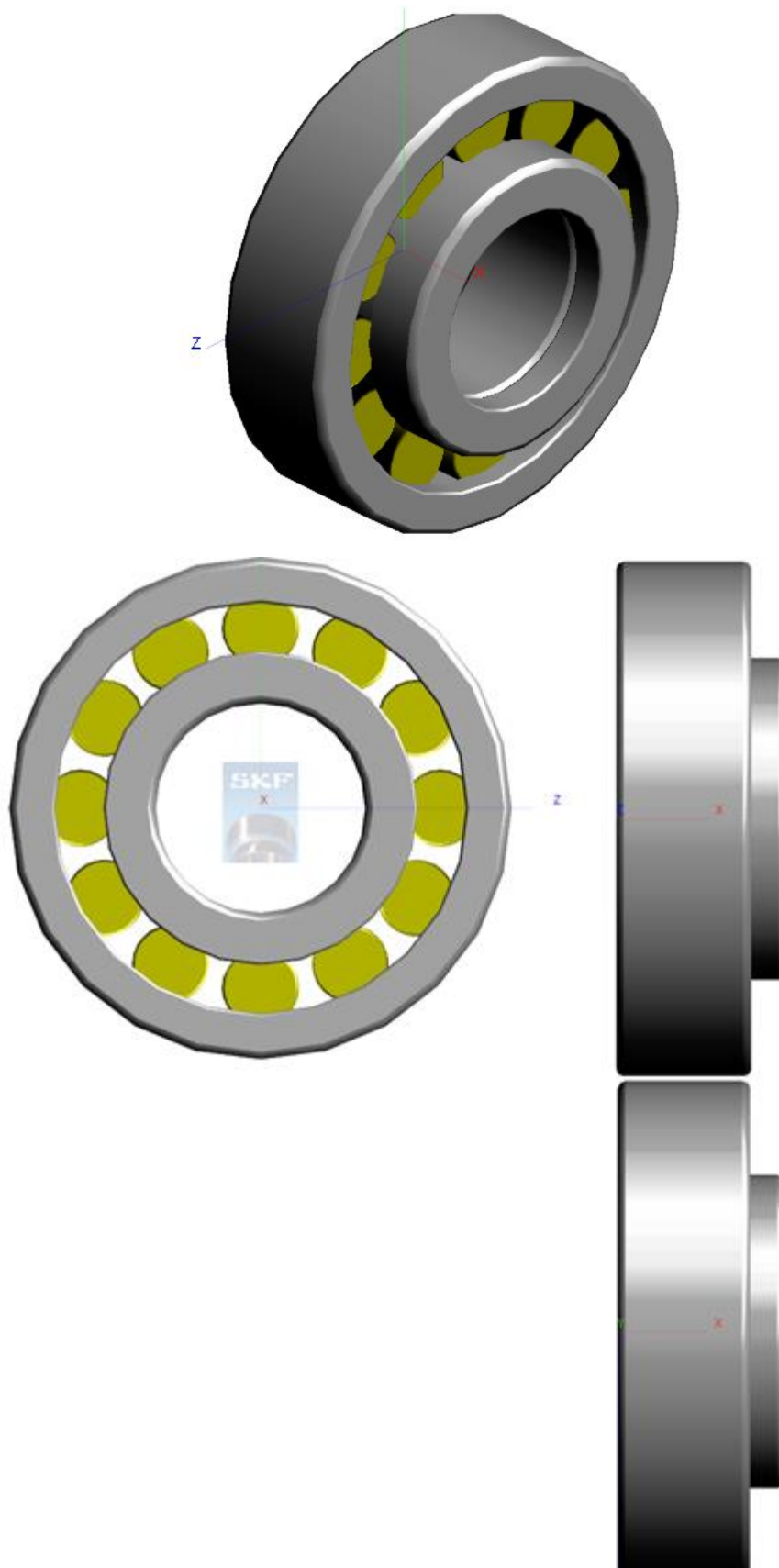


Figura 62: Rodamiento unión codo.

### 3.3. RODAMIENTO COLOCADO EN LA UNIÓN DEL HOMBRO DEL BRAZO MECÁNICO

Los parámetros de entrada del rodamiento para calcular las horas de funcionamiento que tendrá el rodamiento serán los siguientes:

Los parámetros de entrada

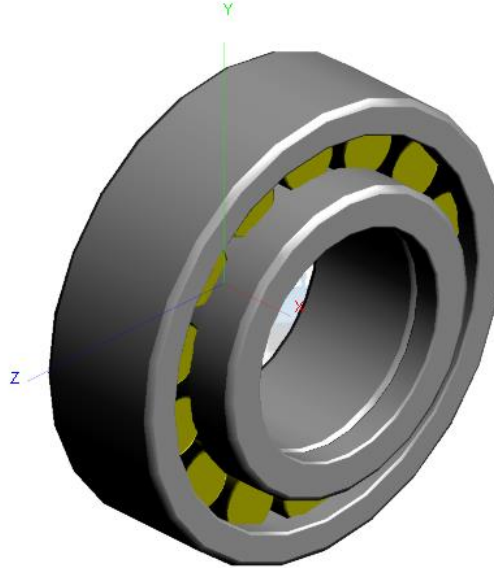
<b><math>F_r</math></b>	17,07 kN
carga radial	
<b><math>F_{una}</math></b>	1,05 kN
carga axial sobre rodamiento	
<b><math>n_i</math></b>	95.5 r / min
Velocidad de rotación del anillo interior	
<b>Temperatura de funcionamiento</b>	100 ° C
Teniendo anillo exterior	
<b>Tipo de lubricante y la limpieza</b>	$B_{\epsilon} = 200$ filtro ISO 4406 código de limpieza -/13/10
seleccionar de la lista	
<b>Viscosidad tipo de entrada de cálculo</b>	De entrada Viscosidad a 40 ° C y 100 ° C
De la lista	
<b>Viscosidad a 40 ° C</b>	110 mm <sup>2</sup> / s
<b>Viscosidad a 100 ° C</b>	11 mm <sup>2</sup> / s

A continuación se puede observar cómo se dan los resultados de los cálculos a fatiga del rodamiento con los parámetros de entrada definidos anteriormente.

Resultados

<b><math>L_{10mH}</math></b>	1060 horas
Vida nominal SKF, horas de funcionamiento	
<b><math>a_{SKF}</math></b>	0.101
SKF factor de modificación de la vida a SKF	
<b>P</b>	17,1 kN
Carga dinámica equivalente	
<b><math>\kappa</math></b>	0.09
relación de viscosidad	
<b><math>\eta_c</math></b>	0.138
Factor de nivel de contaminación	
<b><math>v_1</math></b>	128 mm <sup>2</sup> / s
requerida viscosidad cinemática de $\kappa = 1$	
<b><math>L_{10h}</math></b>	10.500 horas
Duración de vida nominal, horas de funcionamiento	
<b><math>C/P</math></b>	3.42
ratio de carga	

Calculados las horas de trabajo del rodamiento, se representará el rodamiento en tres dimensiones para ver cómo será físicamente y también se representarán las tres vistas principales del rodamiento. Con esto podrá hacerse una idea de cómo será el rodamiento elegido.



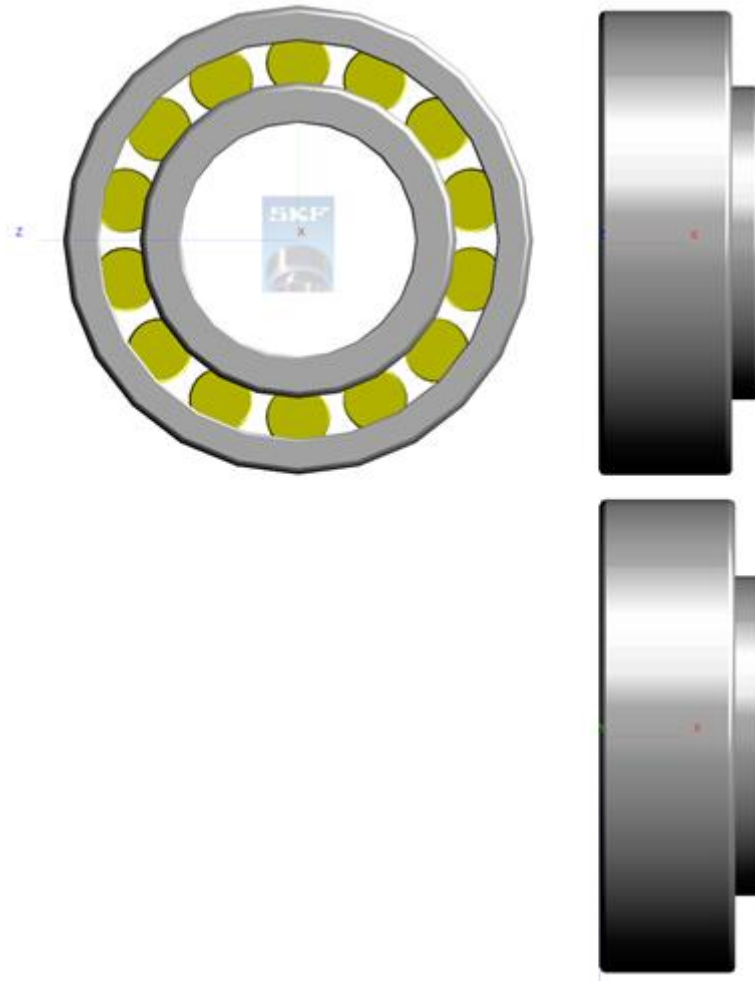


Figura 63: Rodamiento unión hombro.

## MOTORES

### 1. MOTOR PARA EL GIRO DE LA CORONA DE ORIENTACIÓN

Se calculará la potencia necesaria para poder girar la corona circular a una velocidad angular de 3,6 r.p.m. para orientar la máquina al lado que se quiera para cumplir con su función. Por tanto, se calculará la potencia necesaria para poder mover la corona a esa velocidad angular.

POTENCIA = PESO  $\times$  COEFICIENTE DE ROZAMIENTO  $\times$  VELOCIDAD

$$\text{POTENCIA} = 196364,6 \text{ N} \times 0,8 \times 0,20944 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 32917,87 \text{ W} = 32,92 \text{ kW}$$

VELOCIDAD DE GIRO =  $n = 3600 \text{ r.p.m.}$

Este motor girará a 3600 r.p.m. en el eje de entrada y en el eje de salida mediante un sistema reductor de velocidad el eje girará a 2 r.p.m. Por tanto la relación de transmisión entre el engranaje motor y la corona será de 100.





$$RELACIÓN DE TRANSMISIÓN = i = \frac{3600 \text{ r.p.m.}}{36 \text{ r.p.m.}} = 100$$

## 2. MOTOR PARA EL MOVIMIENTO LINEAL DE LAS GUIAS DE LA PLATAFORMA

Se calculará la potencia necesaria para poder hacer un movimiento lineal de la máquina por medio de un husillo y unas guías lineales que tendrá la plataforma. Por tanto, se calculará la potencia necesaria para poder mover toda la máquina sobre unos carriles a lo largo del eje longitudinal del almacén.

$$POTENCIA = PESO \times COEFICIENTE DE ROZAMIENTO \times VELOCIDAD$$

$$\begin{aligned} POTENCIA &= (172,04 + 29910,539) \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 0,8 * 0,125 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\ &= 29511,01 \text{ W} = 29,51 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$VELOCIDAD DE GIRO = n = 3600 \text{ r.p.m.}$$

Este motor girará a 3600 r.p.m. en el eje de entrada y en el eje de salida mediante un sistema reductor de velocidad el eje girará a 400 r.p.m. A esta velocidad angular de 400 r.p.m. girará el husillo para poder avanzar la máquina a lo largo del eje longitudinal del almacén. Por tanto la relación de transmisión entre el engranaje motor y la corona será de 9.

$$RELACIÓN DE TRANSMISIÓN = i = \frac{3600 \text{ r.p.m.}}{400 \text{ r.p.m.}} = 9$$

Por tanto, la si el eje de salida del motor girará a 400 r.p.m. el husillo tendrá la misma velocidad angular. La velocidad de avance de la máquina por medio de las guías lineales será la siguiente.

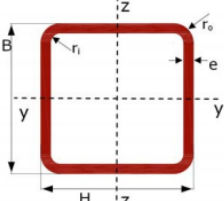
$$\begin{aligned} VELOCIDAD AVANCE HUSILLO &= V \\ &= VELOCIDAD ANGULAR \times RADIO DE GIRO HUSILLO \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} VELOCIDAD AVANCE HUSILLO &= V \\ &= 360 \text{ r.p.m.} \times \frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ revolución}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \times 0,025 \text{ m} \end{aligned}$$

$$VELOCIDAD AVANCE HUSILLO = V = 0,94 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 3,39 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

# PLATAFORMA

## PERFIL POR EL QUE ESTARÁ FORMADA LA PLATAFORMA



**SECCIÓN HUECA CUADRADA**

I → momento de inercia en los planos yy/zz.  
 Wel → módulo resistente elástico en los planos yy/zz.  
 Wpl,z → módulo resistente plástico en los planos yy/zz.  
 iy → radio de giro en los planos yy/zz.  
 Av → área de corte.  
 It → módulo de torsión.  
 B y H → dimensiones de los lados.  
 e → espesor.  
 r<sub>o</sub> → radio nominal exterior.  
 r<sub>i</sub> → radio nominal interior.

Perfil		Peso G (kg/m)	Dimensiones (mm)					Área secc. Transv A (mm <sup>2</sup> )	Propiedades de la sección						
HxB (mm)	e (mm)		B	H	r <sub>o</sub>	r <sub>i</sub>	e		ejes y-y/z-z					C <sub>t</sub> *10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	I <sub>t</sub> *10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )
								I *10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )	W <sub>el</sub> *10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	W <sub>pl</sub> *10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	i (mm)	A <sub>v</sub> (mm <sup>2</sup> )			
120x120	6	20,75	120	120	12	6	6,0	2643,29	562,2	93,69	111,61	46,12	1.296	141,22	913,5

Clases de secciones						Resistencia de las secciones								
compresión			Flexión simple yy/zz			compresión /tracción (N <sub>r,Rd</sub> ≤ N <sub>pl,Rd</sub> ) (kN)			flex. plástica M <sub>yp,Rd</sub> o elástica (M <sub>ye,Rd</sub> ) eje y-y/z-z (kNm)			Cortante (V <sub>pl,Rd</sub> ) (kN)		
S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355
1	1	1	1	1	1	591,6	692,3	893,7	24,98	29,23	37,74	167,5	196,0	253,0

## ANÁLISIS ESTÁTICO DE LA PLATAFORMA

Se analizará la plataforma móvil que por un lado estará unido a la base del brazo mecánico. Por el otro lado, esta plataforma tendrá cuatro ruedas las cuales servirán para guiar el movimiento a lo largo del almacén. Esta plataforma tendrá unas dimensiones de 2 metros de longitud y 2 metros de anchura.

El análisis que se hará de la plataforma mediante el programa Marc Mentat 2012 será estático y se deberán especificar unas condiciones y posiciones iniciales de la plataforma la cual se quiere analizar.

Inicialmente, se importará el modelo dibujado desde el programa AUTOCAD a Marc Mentat 2012 para poder analizarlo. Se malla el modelo mediante elementos pequeños y así poder ver el comportamiento de cada uno de ellos al estar sometido a cargas de trabajo. El modelo mallado será el siguiente:

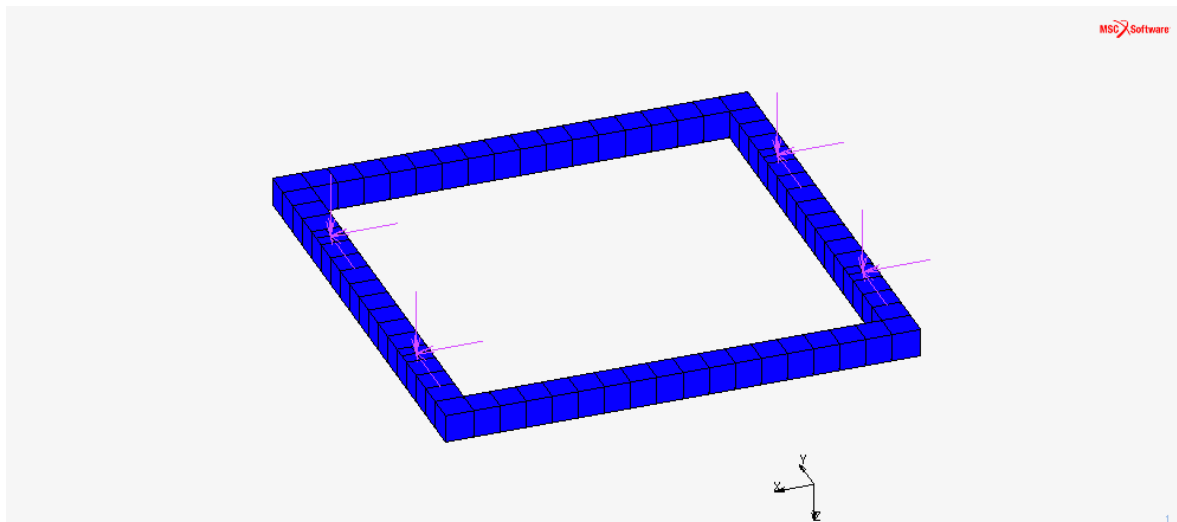


Figura 64: Plataforma.

Después de mallar adecuadamente el modelo, se especificarán las condiciones a las que estará sometido el eslabón a la hora de trabajo. Estas condiciones serán las siguientes:

1) La posición que se ha elegido para componer el modelo de la plataforma será a la que se encontrara en todo momento a lo largo de todo su recorrido. La posición será completamente horizontal para así soportar todas las cargas transmitidas por el brazo mecánico.

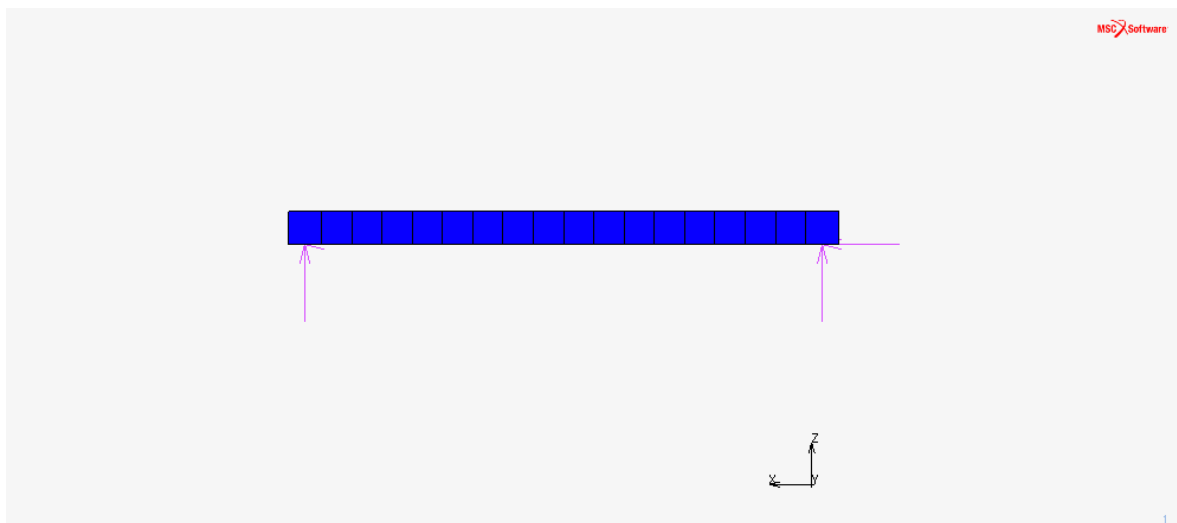


Figura 65: Cargas de la plataforma.

Por tanto, la posición representada en la imagen anterior será la posición a la que se trasladara la plataforma sosteniendo todas las reacciones transmitidas por el brazo mecánico por medio de cuatro ruedas. Todas las cargas que afecten a la plataforma serán en dirección negativa del eje z, en el eje de coordenadas representado en la imagen.

2) Se restringirán los desplazamientos en los eje x, y, z de la en las uniones donde van las cuatro ruedas de la plataforma. Por tanto, esta restricción hará que se puedan ver las reacciones a las que estarán sometidas las uniones entre la plataforma y las ruedas y así poder calcular las fuerzas que deberán soportar esas ruedas.

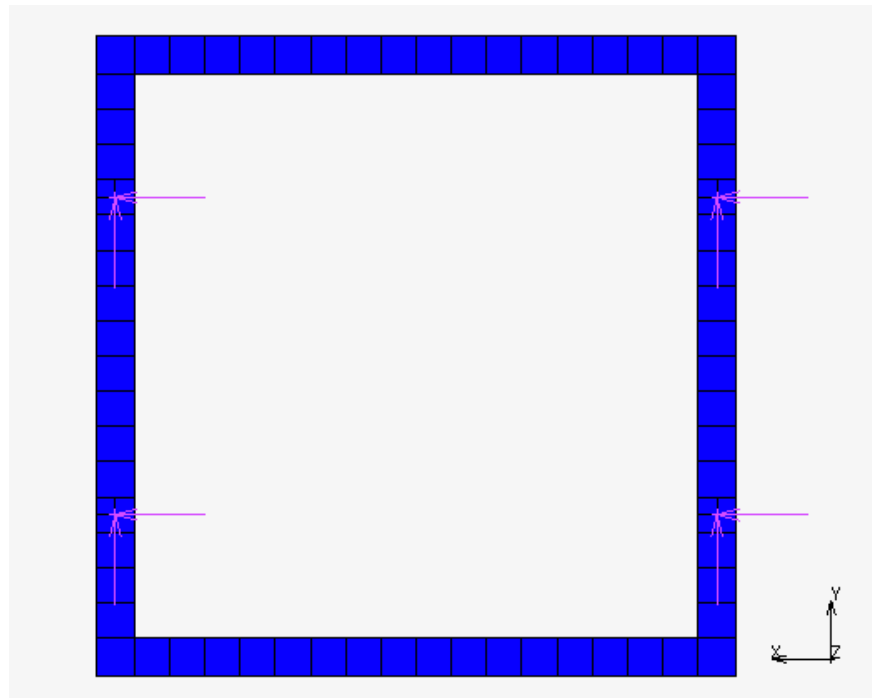


Figura 66: Fijación de la plataforma.

3) La plataforma soportará todas las reacciones transmitidas por el brazo mecánico. Estas cargas irán soportadas en cuatro puntos de la plataforma móvil. Estos puntos serán los puntos donde irán acopladas las ruedas. Por tanto, todas las cargas transmitidas por el brazo mecánico serán soportadas de cuatro puntos de la plataforma móvil.

#### CARGA SOPORTADA POR LA PLATAFORMA

$$\text{Carga soportada eje } x = -826 \text{ N} = -0,826 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } y = -195463,6 \text{ N} = -195,4636 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } z = 0,3 \text{ N} = 0,0003 \text{ kN}$$

#### CARGA SOPORTADA POR CADA RUEDAS DE LA PLATAFORMA

$$\text{Carga soportada eje } x = \frac{-826 \text{ N}}{4 \text{ ruedas}} = -206,5 \text{ N} = -0,2065 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } y = \frac{-195463,6 \text{ N}}{4 \text{ ruedas}} = -48865,9 \text{ N} = -48,866 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } z = \frac{0,3 \text{ N}}{4 \text{ ruedas}} = 0,075 \text{ N} = 0,000075 \text{ kN}$$

Por tanto, la carga estará dividida en cuatro puntos donde estarán colocadas las ruedas, como cargas puntuales colocadas en los ejes correspondientes anteriormente

definidas. Como las cargas transmitidas por el brazo mecánico son mayoradas no hace falta que sean mayoradas otra vez.

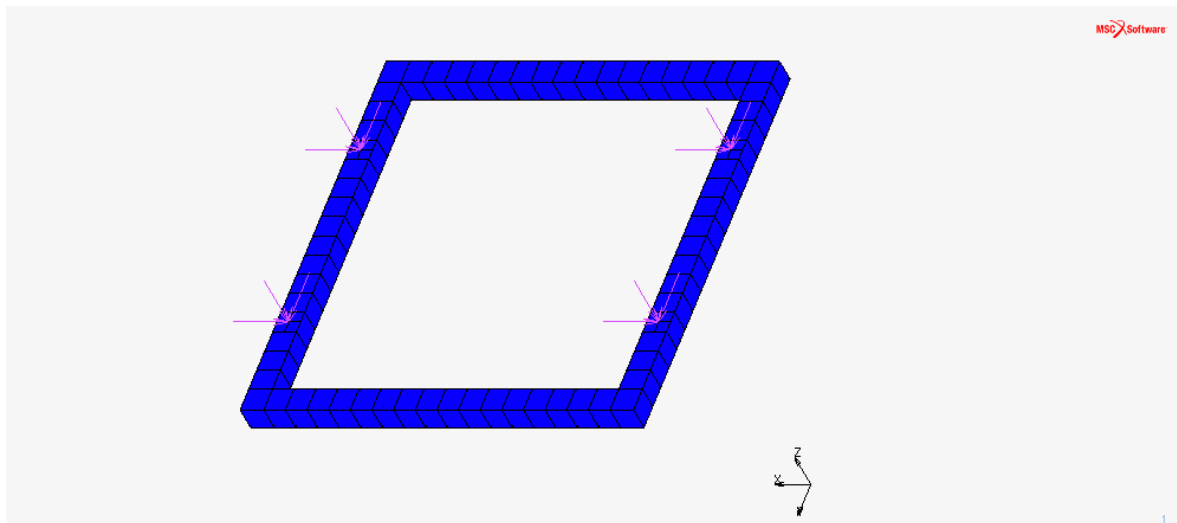


Figura 67: Carga soportada por cada patín de la plataforma.

4) Se tendrá en cuenta la acción de la gravedad a la hora del uso del brazo mecánico para ver una deformación y tensión más real en la plataforma. La carga que someterá a la plataforma la gravedad se introducirá sin mayorar porque la fuerza que se crea es totalmente conocida. La fuerza será el producto entre el peso de la plataforma y la aceleración de la gravedad.

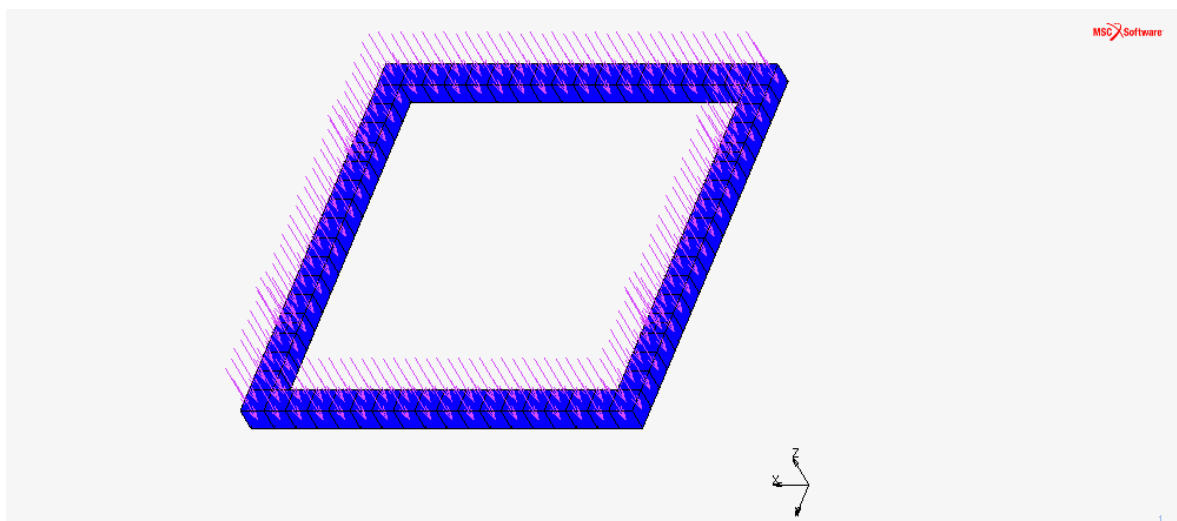


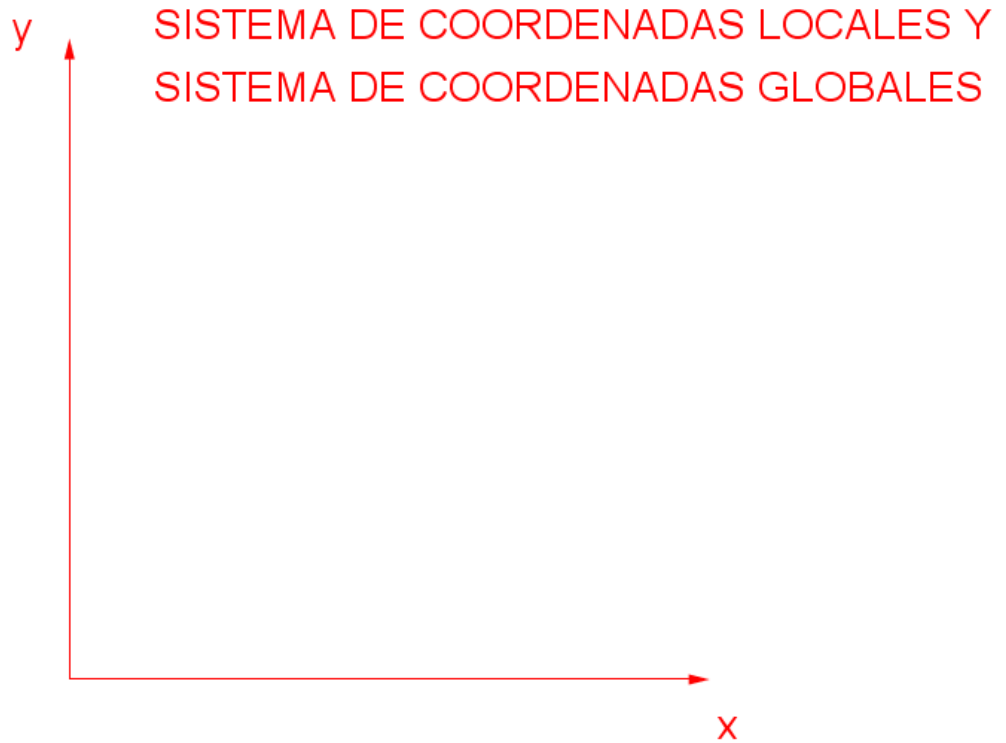
Figura 68: Efecto de la gravedad de la plataforma.

Una vez acabado el modelo y especificado las condiciones iniciales a las que se encontrará y el material por el cual estará compuesto el brazo mecánico se interpretarán las consecuencias que tendrá la plataforma al estar sometido a las condiciones de trabajo.

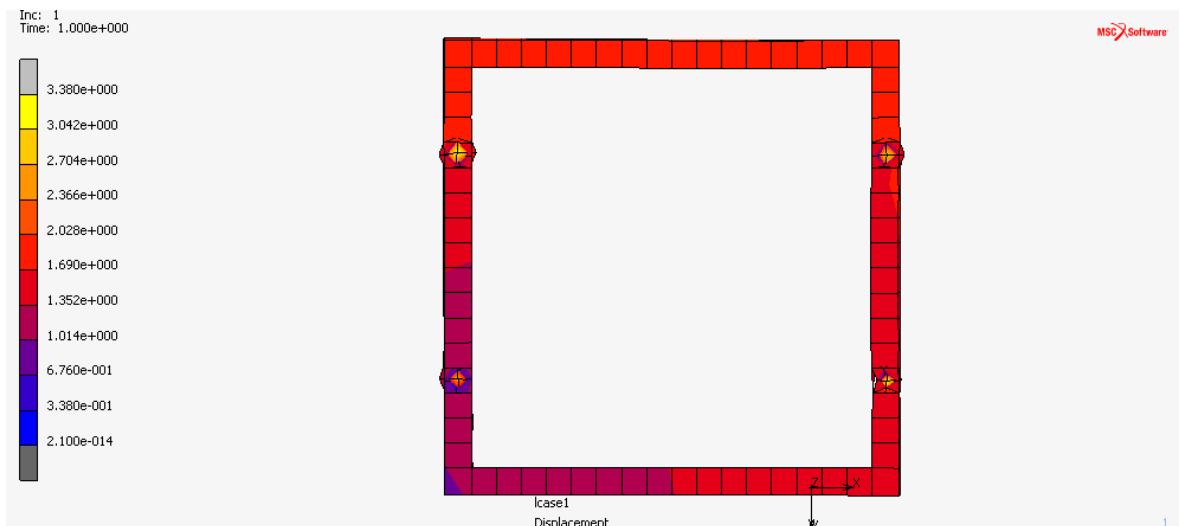
Para interpretar bien los resultados lo primero que se hará será definir el sistema de coordenadas. Si no se define el sistema de coordenadas, los resultados se darán en el

sistema de coordenadas globales. Si se define según la posición del modelo a analizar el eje de coordenadas que se usará sera local. Por tanto, según que tipos de resultados se requieren se utilizará un sistema de coordenadas globales o locales.

En este caso, el eje de coordenadas globales y el eje de coordenadas locales coinciden y son el mismo sistema de coordenadas.



### 1. DESPLAZAMIENTO TOTAL



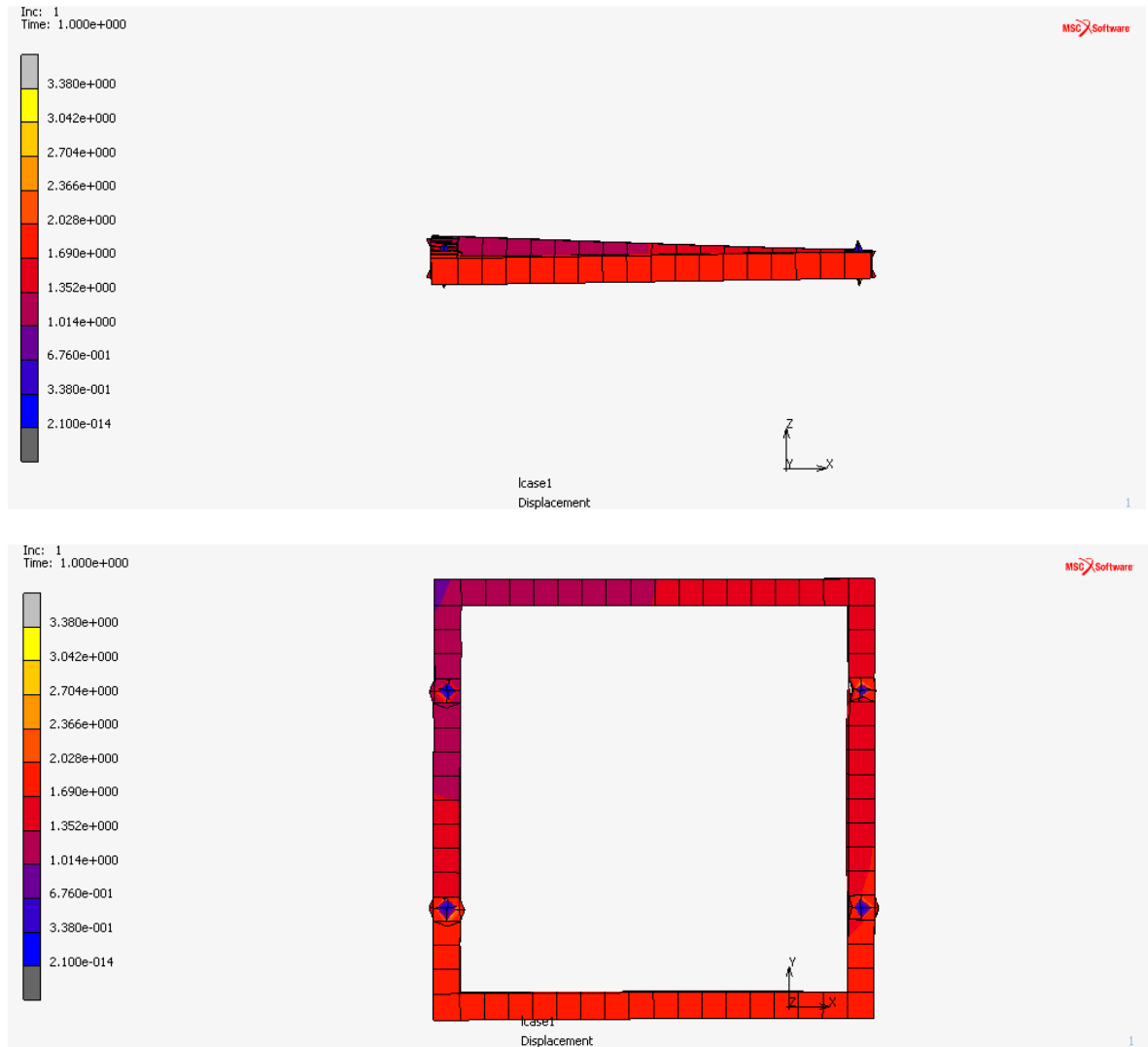


Figura 69: Desplazamiento total de la plataforma.

## 2. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Z. FLECHA MÁXIMA DEL BRAZO MECÁNICO

En el desplazamiento que tendrán todos los puntos en el eje z por la deformación causada por las cargas que intervienen en la plataforma durante su funcionamiento. Este desplazamiento está definido en coordenadas locales y el eje y será el que indica la flecha máxima de este elemento. En las condiciones de diseño de la plataforma se indica como la flecha máxima que se puede permitir será la siguiente:

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm}$$

### FLECHA DE LA PLATAFORMA CON PERFIL TUBULAR

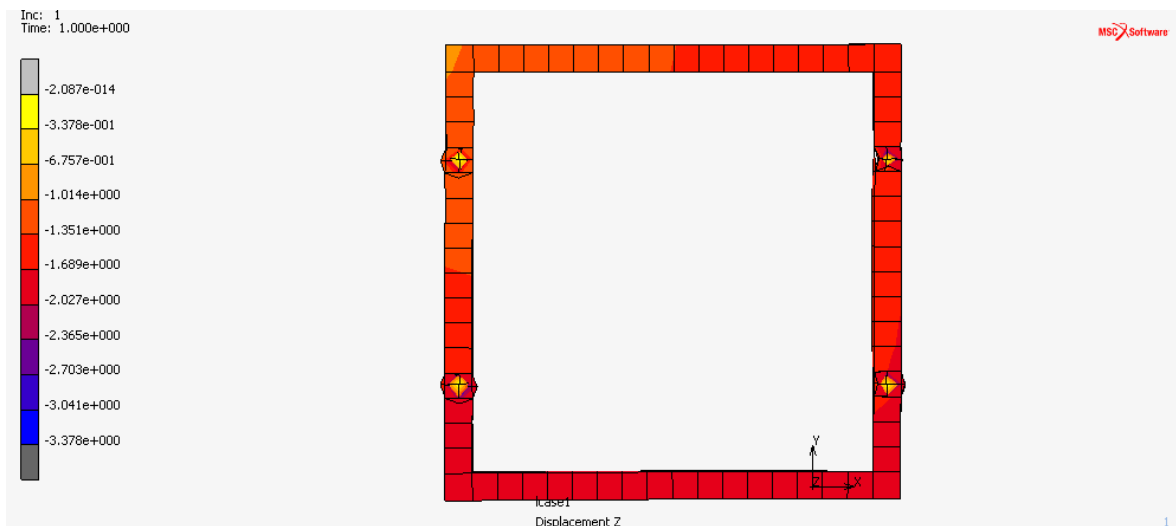
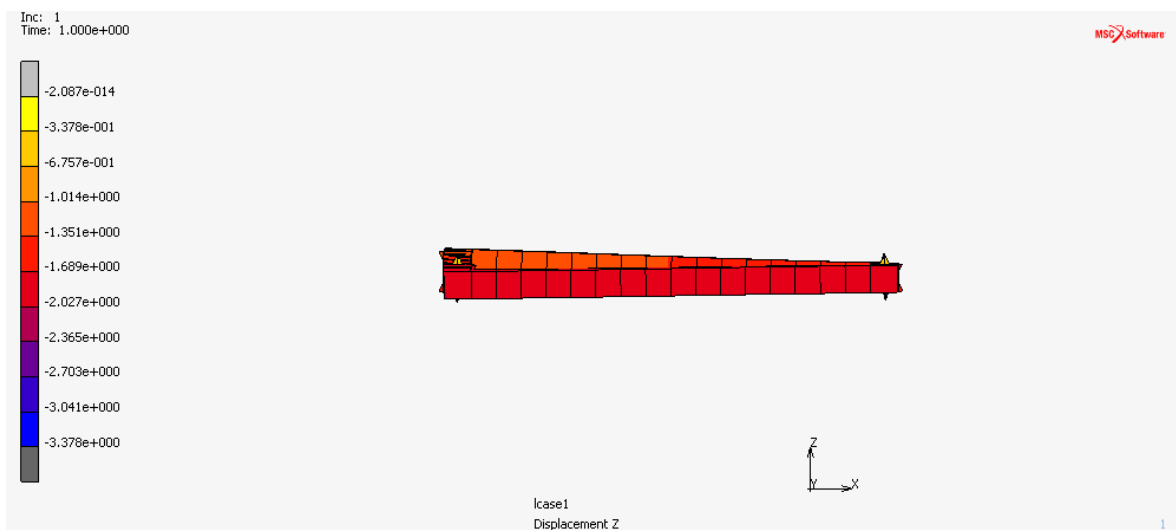
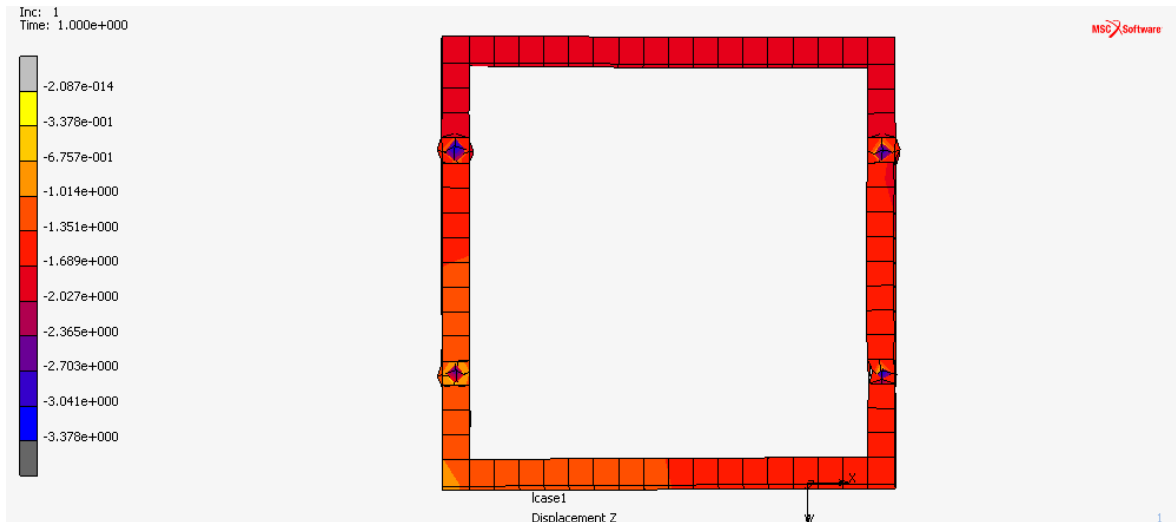


Figura 70: Flecha máxima de la plataforma.

En este caso, la plataforma estará formada por perfiles tubulares cuadráticos de espesor de 6 milímetros. Con este espesor la máxima deformación en el eje local z o la flecha máxima que la plataforma, como se ve en la figura anterior será de  $-3,378$



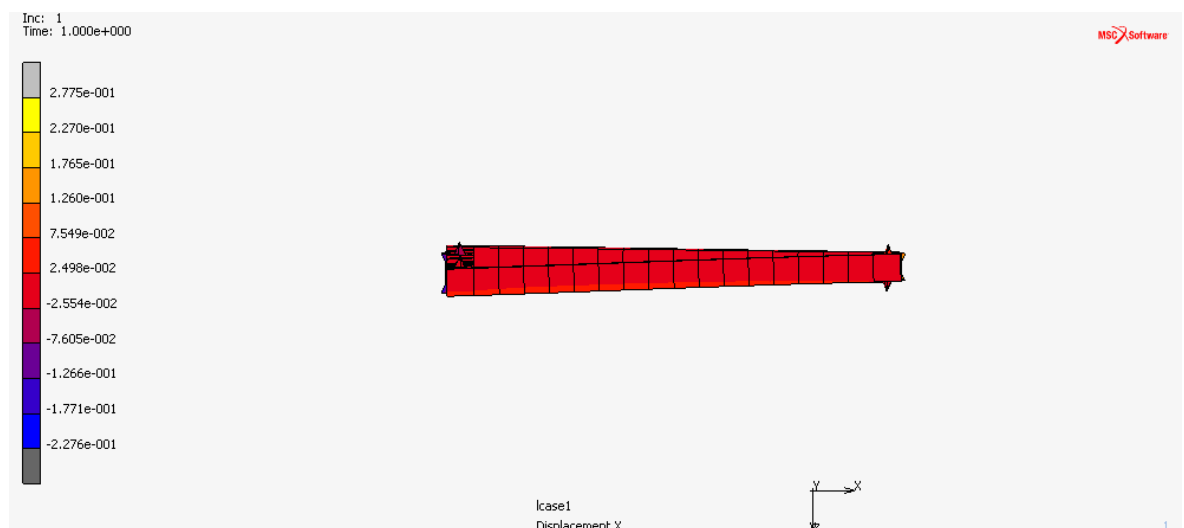
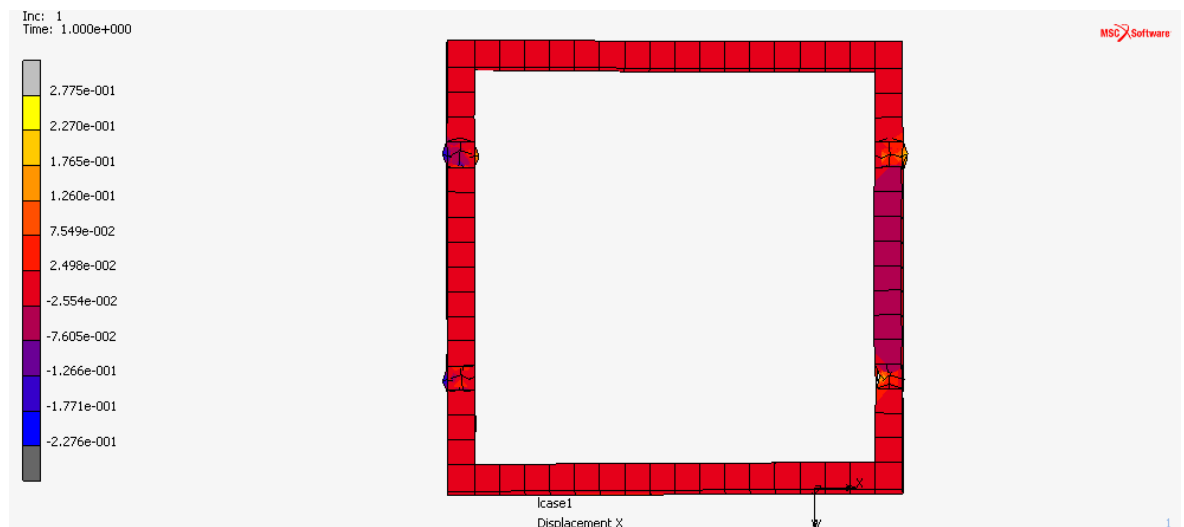
milímetros. El signo menos es indicativo de que este elemento móvil flexiona para abajo a causa de las cargas que deberá soportar el brazo mecánico.

Por tanto, la flecha de este eslabón es de 3,378 milímetros y por tanto, este modelo de plataforma no sobrepasa esta flecha máxima admisible que es de 4 milímetros.

$$\text{Flecha máxima admisible} = \frac{1}{250} \text{ m} = 0.004 \text{ m} = 4 \text{ mm} > 3,378 \text{ mm}$$

Por tanto, no habrá que rebajar la flecha de este elemento porque la flecha de la plataforma entra entre los límites la flecha máxima admisible. Por ello no habrá que tener en cuenta ninguna técnica que sea capaz de mejorar la flecha.

### 3. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE X



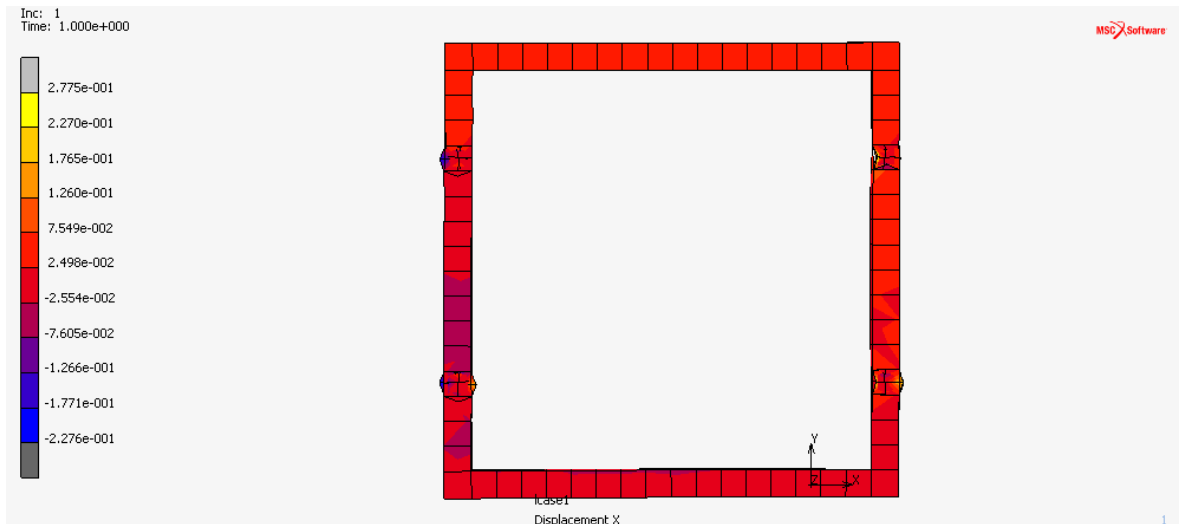
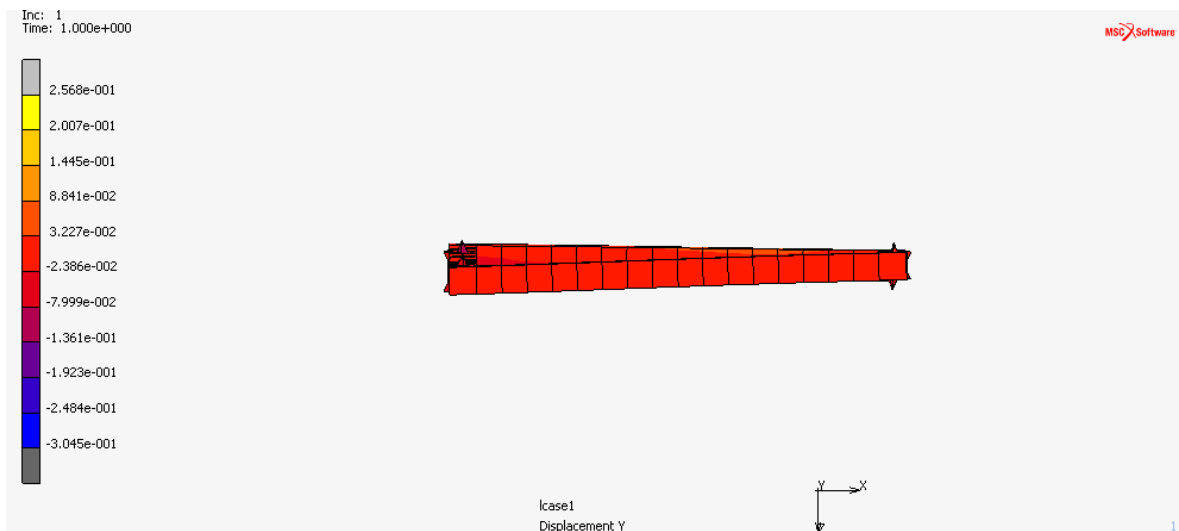
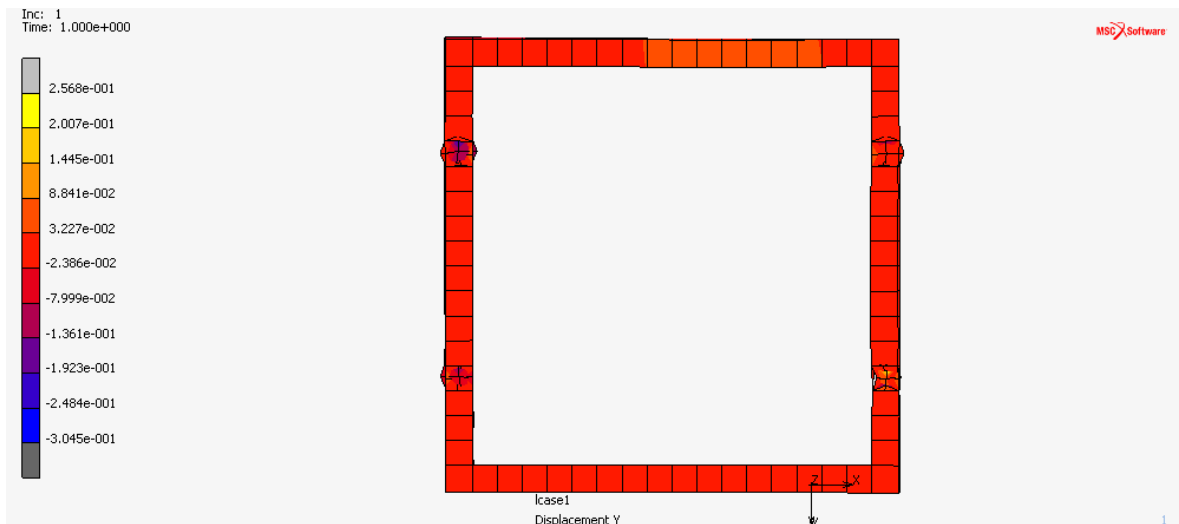


Figura 71: Desplazamiento en el eje x de la plataforma.

#### 4. DESPLAZAMIENTO EN EL EJE Y



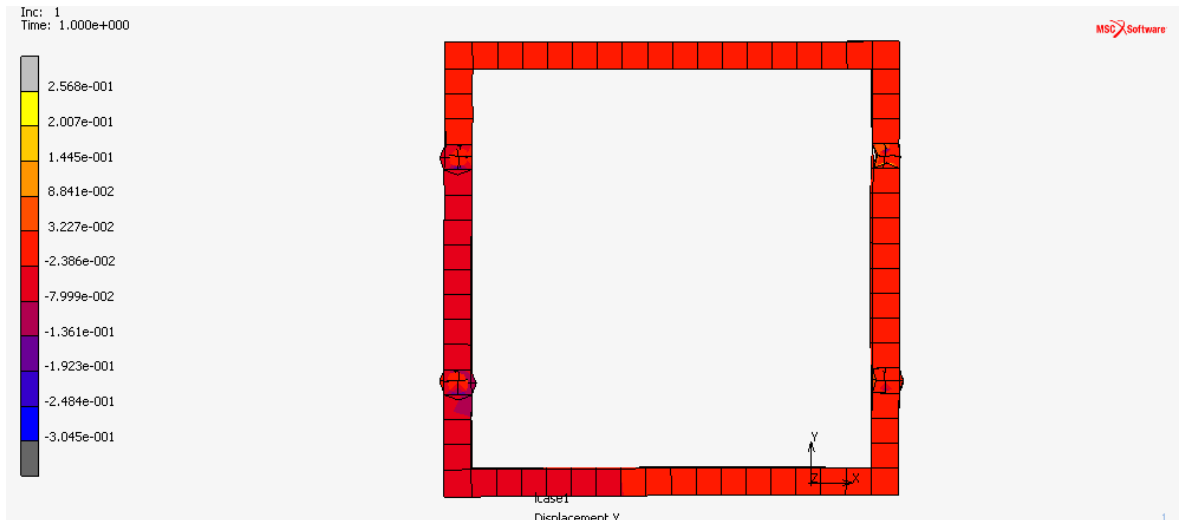
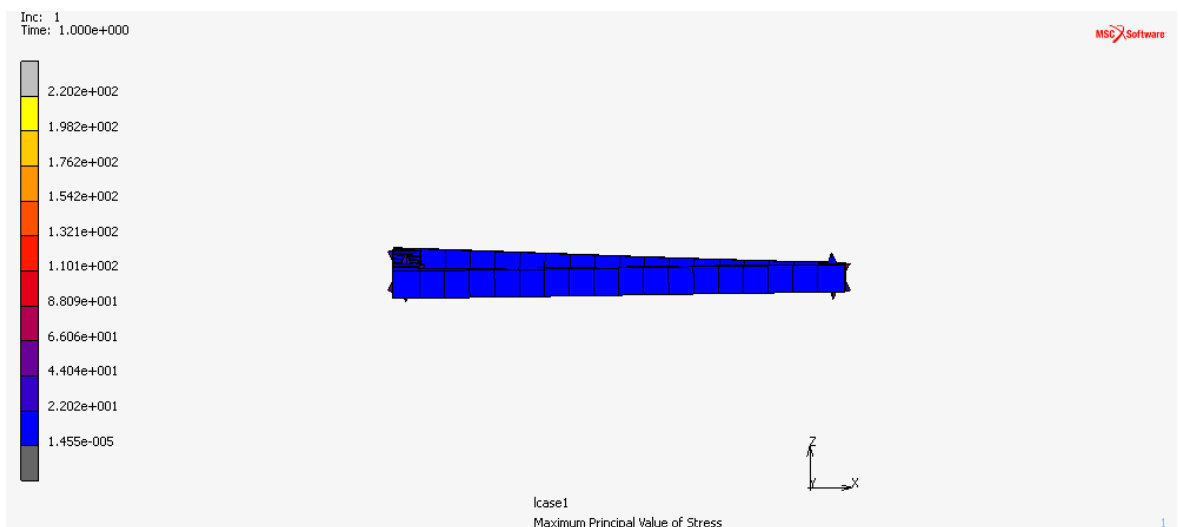
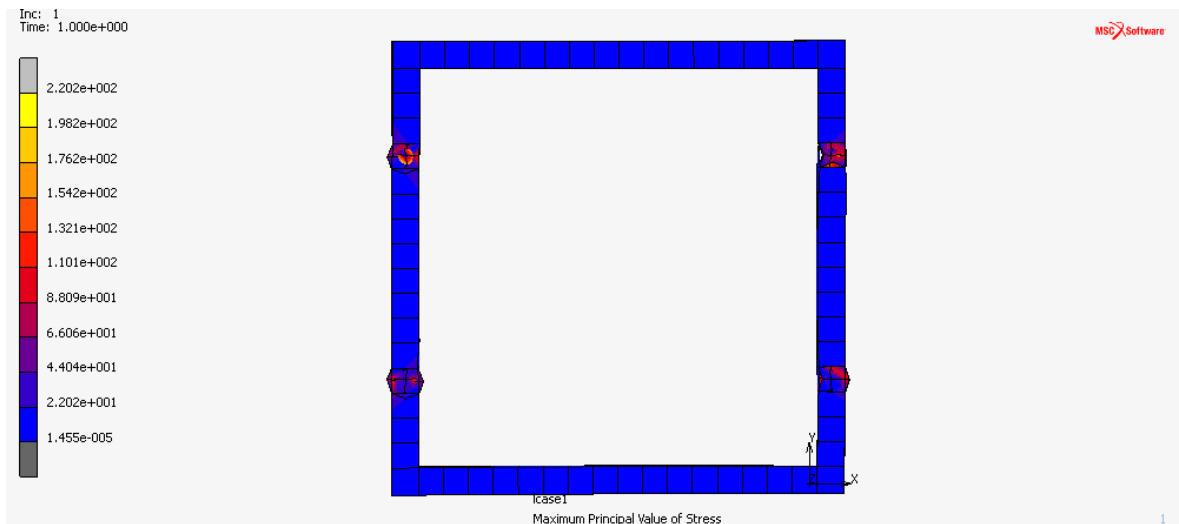


Figura 72: Desplazamiento en el eje y de la plataforma.

## 5. TENSIÓN MÁXIMA EN CADA PUNTO DE LA PLATAFORMA



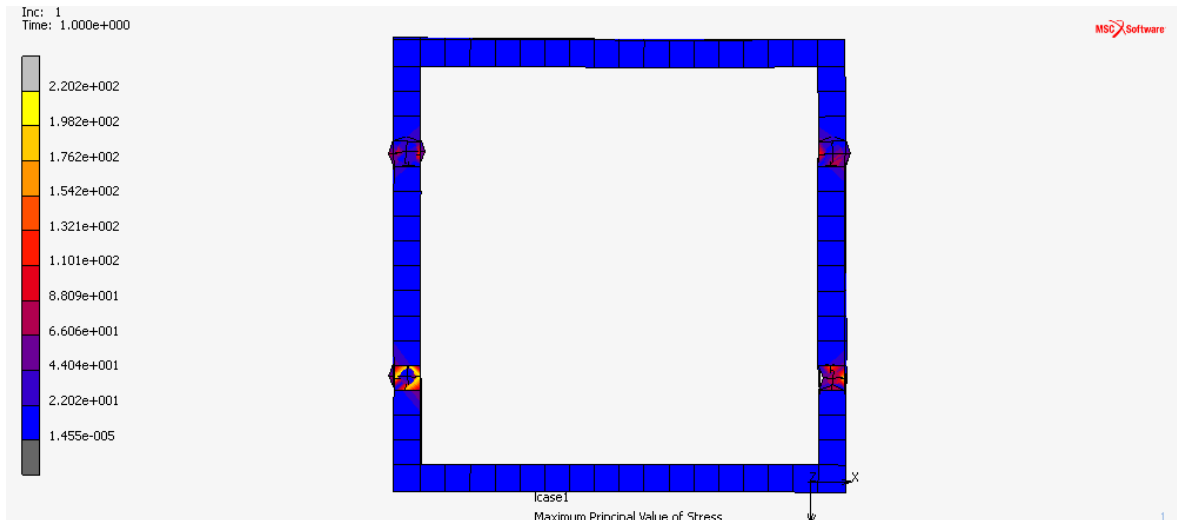


Figura 73: Tensiones máximas en la plataforma.

El acero elegido para la construcción de la plataforma mediante perfiles tubulares cuadrados es el acero S 275. Por tanto, esto quiere decir que la máxima tensión admisible sin sobrepasar el límite elástico del acero será de 275 MPa. En este caso se da que el valor de la máxima tensión de cualquier punto de la plataforma será de 220,2 MPa. Esto refleja que la plataforma será capaz de aguantar sin plastificarse ( $220,2 \text{ MPa} < 275 \text{ MPa}$ ).

## GUÍAS LINEALES

### CARGA TOTAL SOPORTADA POR LA PLATAFORMA

$$\text{Carga soportada eje } x = 206,5 \text{ N} = -0,2065 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } y = -48865,9 \text{ N} = -48,866 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } z = 0,075 \text{ N} = 0,000075 \text{ kN}$$

### CARGA TOTAL SOPORTADA POR CADA RUEDA DE LA PLATAFORMA

$$\text{Carga soportada eje } x = -826 \text{ N} = -0,826 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } y = -195463,6 \text{ N} = -195,4636 \text{ kN}$$

$$\text{Carga soportada eje } z = 0,3 \text{ N} = 0,0003 \text{ kN}$$

$$\text{Carga total soportada} =$$

$$\sqrt{(-0,826 \text{ kN})^2 + (-195,4636 \text{ kN})^2 + (0,0003 \text{ kN})^2} = 195,465 \text{ kN}$$



TIPO							RESISTENTE
	d <sub>0</sub> (mm)	d <sub>1</sub> (mm)	b (mm)	k (mm)	s (mm)	e (mm)	A <sub>s</sub> (cm <sup>2</sup> )
M-16	16	13,546	23	10	24	27,7	1,57
M-20	20	16,933	25	13	30	34,6	2,75

Tabla 2: Tabla de características de los tornillos.

### 3. RESISTENCIA AL DESLIZAMIENTO

$$F_{s,Rd} = \frac{1 \times 3 \times 0,5}{1,25} \times ((0,7 \times 800 \times 275) - 0,8 \times 100000) \geq 20000 \text{ N}$$


$$F_{s,Rd} = 88800 \text{ N} \geq 20000 \text{ N} \rightarrow \text{Resiste el tornillo a deslizamiento}$$

### 4. RESISTENCIA A CORTADURA

$$F_{v,Rd} = n \times 0,5 \times f_{ub} \times \frac{A_c}{\gamma_{M_s}} \geq F_{v,Sd}$$

$$F_{v,Rd} = 3 \times 0,5 \times 800 \times \frac{275}{1,25} \geq 20000 \text{ N}$$

$$F_{v,Rd} = 264000 \text{ N} \geq 20000 \text{ N} \rightarrow \text{Resiste el tornillo a cortadura}$$



IVAN EZCURDIA RAZQUIN

PAMPLONA, 24 DE JUNIO DEL 2013



**ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE  
TELECOMUNICACIÓN**

**Titulación:**

**INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO**

**Título del proyecto:**

**“BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL”**

**PLANOS**

**Ivan Ezcurdia Razquin  
Vanes Estremera Carrera  
Pamplona, junio de 2013**



# ÍNDICE

PLANO Nº 1: VISTAS DEL ALMACÉN

PLANO Nº 2: ANÁLISIS CINEMÁTICO. POSICIONES DEL BRAZO MECÁNICO Y TRAYECTORIA

PLANO Nº 3: ANÁLISIS CINEMÁTICO. POSICIONES DEL BRAZO MECÁNICO Y TRAYECTORIA (1/7)

PLANO Nº 4: ANÁLISIS CINEMÁTICO. POSICIONES DEL BRAZO MECÁNICO Y TRAYECTORIA (2/7)

PLANO Nº 5: ANÁLISIS CINEMÁTICO. POSICIONES DEL BRAZO MECÁNICO Y TRAYECTORIA (3/7)

PLANO Nº 6: ANÁLISIS CINEMÁTICO. POSICIONES DEL BRAZO MECÁNICO Y TRAYECTORIA (4/7)

PLANO Nº 7: ANÁLISIS CINEMÁTICO. POSICIONES DEL BRAZO MECÁNICO Y TRAYECTORIA (5/7)

PLANO Nº 8: ANÁLISIS CINEMÁTICO. POSICIONES DEL BRAZO MECÁNICO Y TRAYECTORIA (6/7)

PLANO Nº 9: ANÁLISIS CINEMÁTICO. POSICIONES DEL BRAZO MECÁNICO Y TRAYECTORIA (7/7)

PLANO Nº 10: ANÁLISIS CINEMÁTICO. ALCANCE DEL BRAZO MECÁNICO

PLANO Nº 11: RODAMIENTO DE UNIÓN DE LA MUÑECA DEL BRAZO MECÁNICO NJ 202 ECP

PLANO Nº 12: RODAMIENTO DE UNIÓN DEL CODO DEL BRAZO MECÁNICO NJ 306 ECJ

PLANO Nº 13: RODAMIENTO DE UNIÓN DEL HOMBRO DEL BRAZO MECÁNICO NJ 2208 ECJ

PLANO Nº 14: CILINDRO HIDRÁULICO DE SIMPLE ACCIÓN R-57

PLANO Nº 15: CILINDRO HIDRÁULICO DE DOBLE ACCIÓN RR-20048

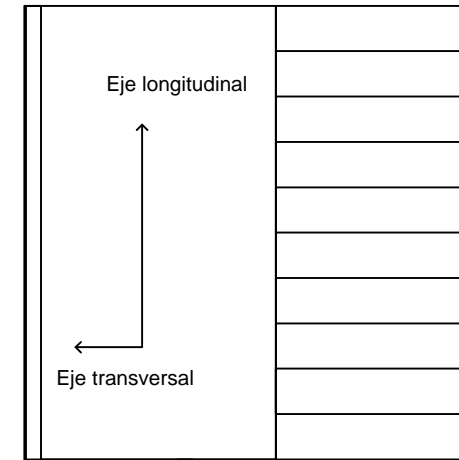
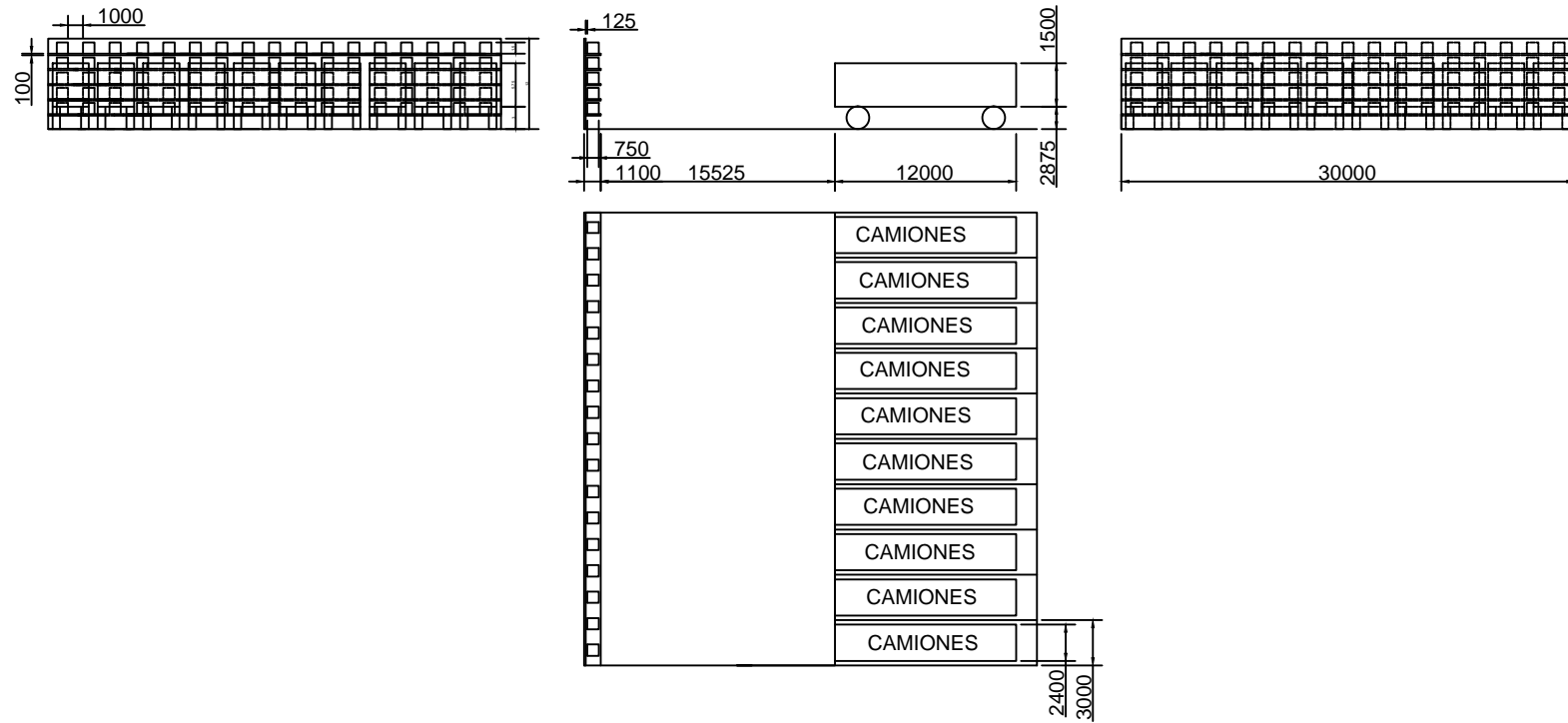
PLANO Nº 16: REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA CORONA DE ORIENTACIÓN


PLANO Nº 17: REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LAS GUÍAS LINEALES

PLANO Nº 18: GUÍAS LINEALES PARA LA PLATAFORMA MÓVIL

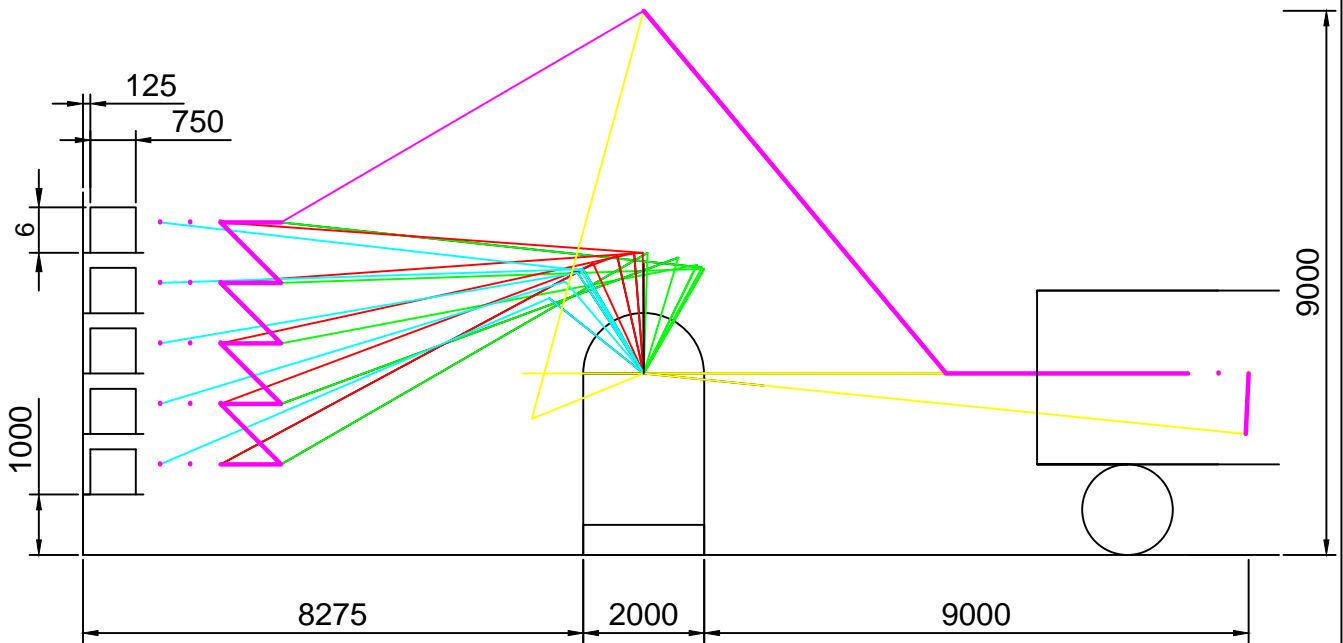






 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako</i> <i>Unibertsitate Publikoa</i>	<b>E.T.S.I.I.T.</b> <b>INGENIERO</b> <b>TECNICO INDUSTRIAL M.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING.</b> <b>MECANICA, ENERGETICA</b> <b>Y DE MATERIALES</b>			
	PROYECTO: <b>BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE MATERIAL</b>		REALIZADO: <b>EZCURDIA RAZQUIN, IVAN</b>		
PLANO: <b>VISTAS DEL ALMACÉN</b>		FIRMA:	FECHA: <b>24/6/2013</b>	ESCALA: <b>1/500</b>	Nº PLANO: <b>1</b>

# Trayectoria del brazo mecánico



Universidad Pública  
de Navarra  
Nafarroako  
Unibertsitate Publikoa

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO  
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.  
MECANICA, ENERGETICA  
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL

REALIZADO:

**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

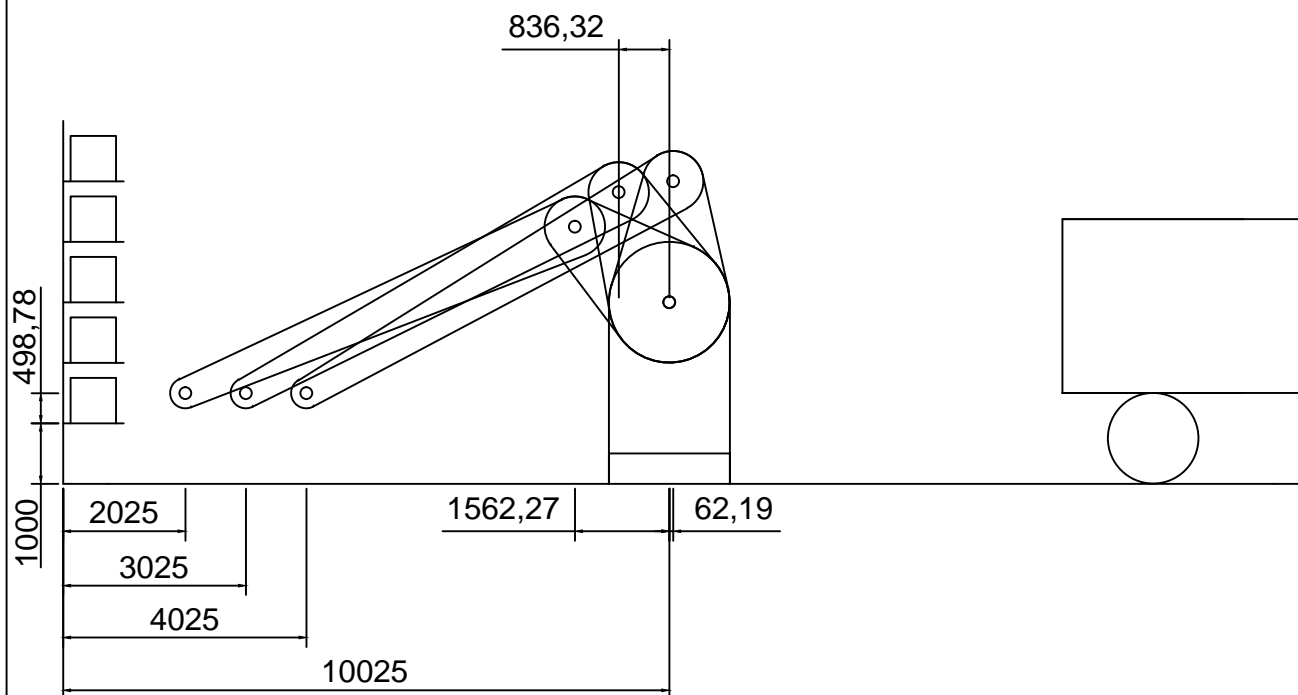
FIRMA:

PLANO: **ANÁLISIS CINEMÁTICO**  
**POSICIONES DEL BRAZO MECÁNICO Y TRAYECTORIA**

FECHA:  
**24/6/2013**

ESCALA:  
**1/125**

Nº PLANO:  
**2**



Universidad Pública  
de Navarra  
Nafarroako  
Unibertsitate Publikoa

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO  
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.  
MECANICA, ENERGETICA  
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL**

REALIZADO:

**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

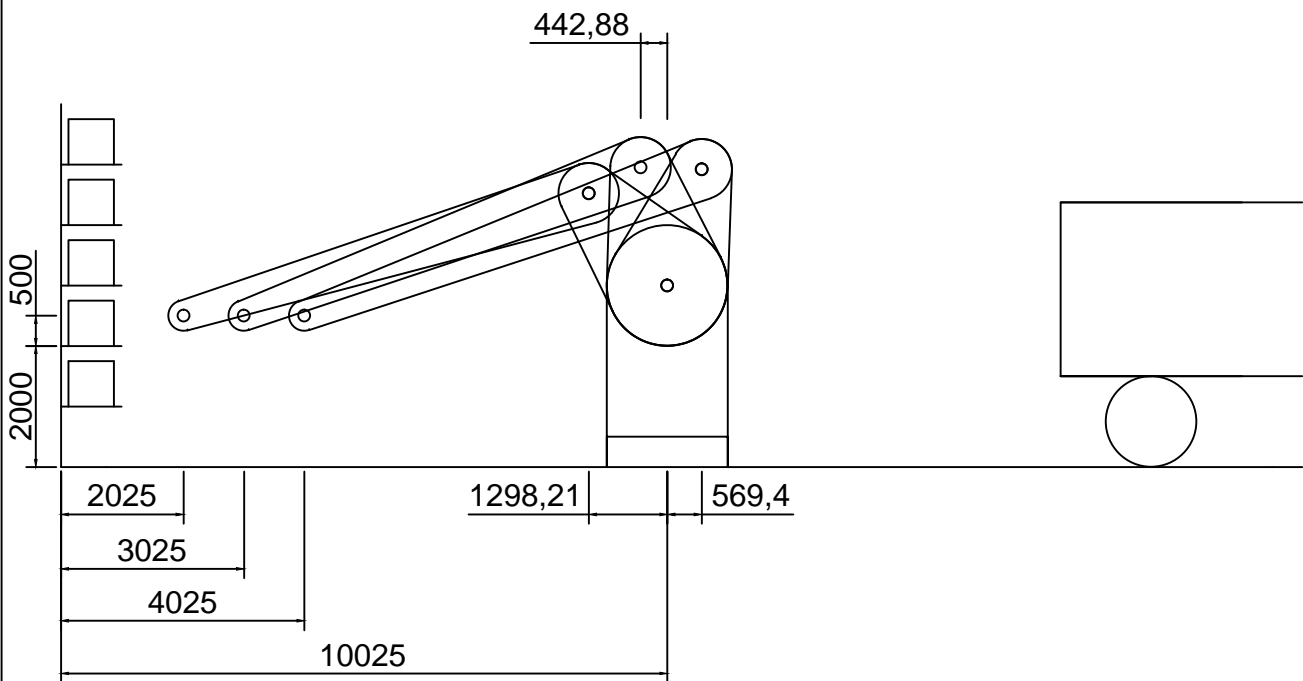
FIRMA:

PLANO: **ANÁLISIS CINEMÁTICO: POSICIONES DEL BRAZO  
MECÁNICO Y TRAYECTORIA(1/7)**

FECHA:  
**24/6/2013**

ESCALA:  
**1/125**

Nº PLANO:  
**3**



Universidad Pública  
de Navarra  
*Nafarroako  
Unibertsitate Publikoa*

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO  
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.  
MECANICA, ENERGETICA  
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL**

REALIZADO:

**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

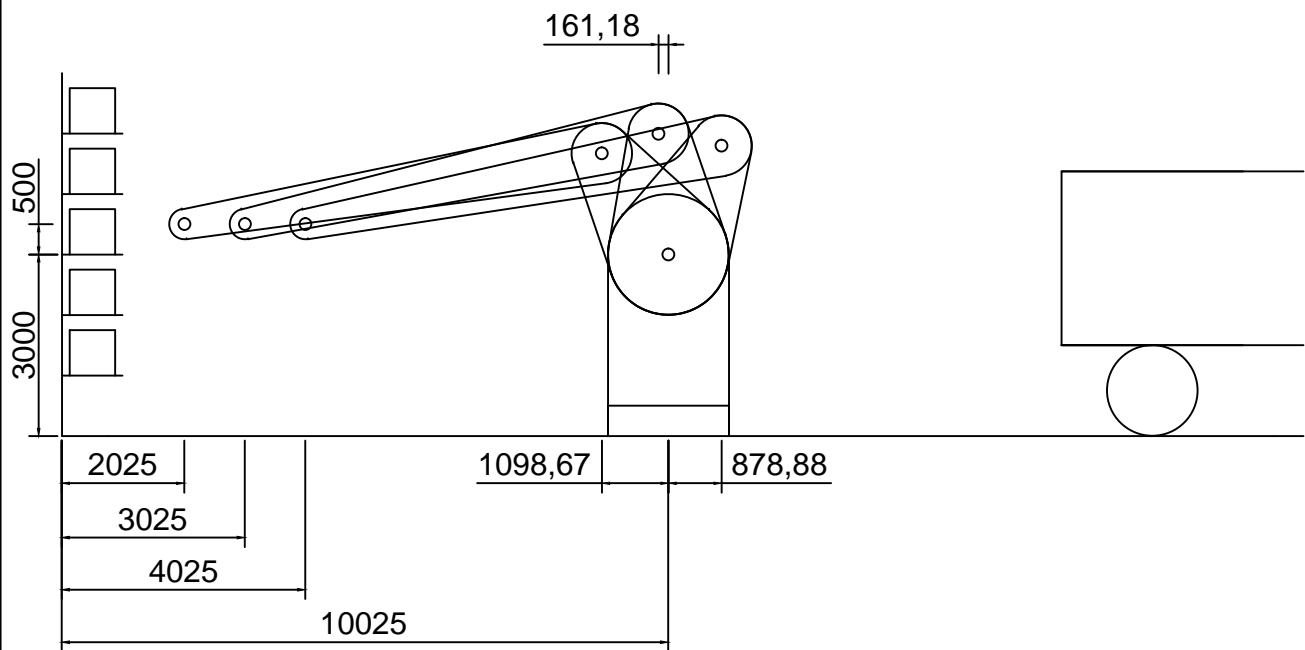
FIRMA:

PLANO: **ANÁLISIS CINEMÁTICO: POSICIONES DEL BRAZO  
MECÁNICO Y TRAYECTORIA(2/7)**

FECHA:  
**24/6/2013**

ESCALA:  
**1/125**

Nº PLANO:  
**4**



Universidad Pública  
de Navarra  
*Nafarroako*  
*Unibertsitate Publikoa*

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO**  
**TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.**  
**MECANICA, ENERGETICA**  
**Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL

REALIZADO:

**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

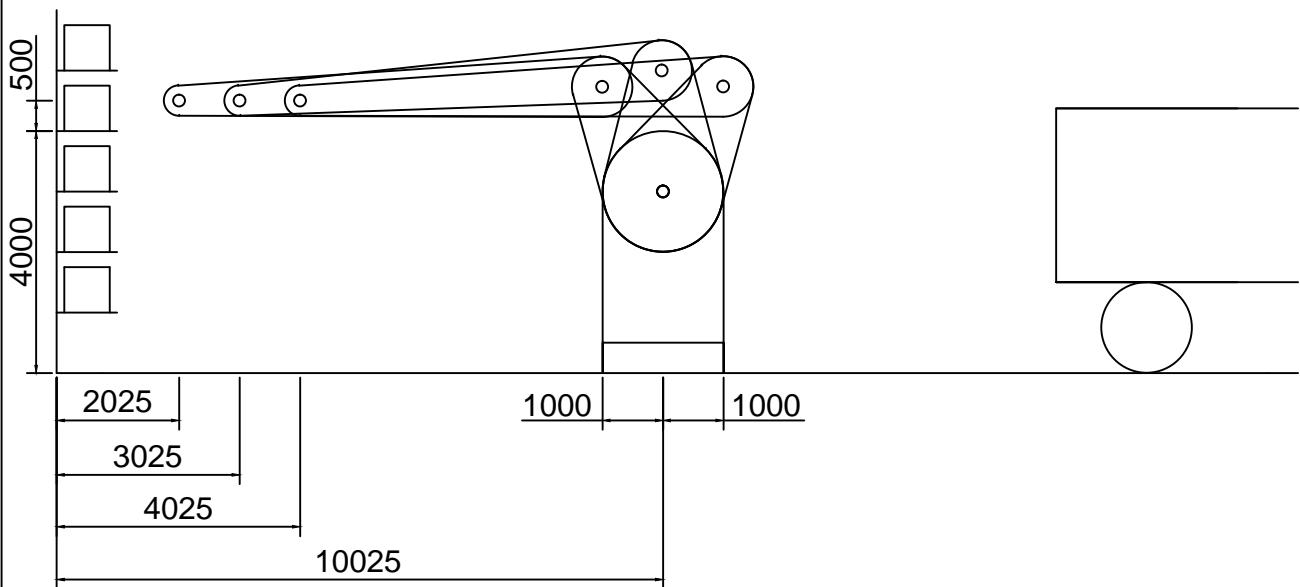
FIRMA:

PLANO: **ANÁLISIS CINEMÁTICO: POSICIONES DEL BRAZO**  
**MECÁNICO Y TRAYECTORIA(3/7)**

FECHA:  
**24/6/2013**

ESCALA:  
**1/125**

Nº PLANO:  
**5**



Universidad Pública  
de Navarra  
*Nafarroako  
Unibertsitate Publikoa*

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO  
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.  
MECANICA, ENERGETICA  
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL**

REALIZADO:

**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

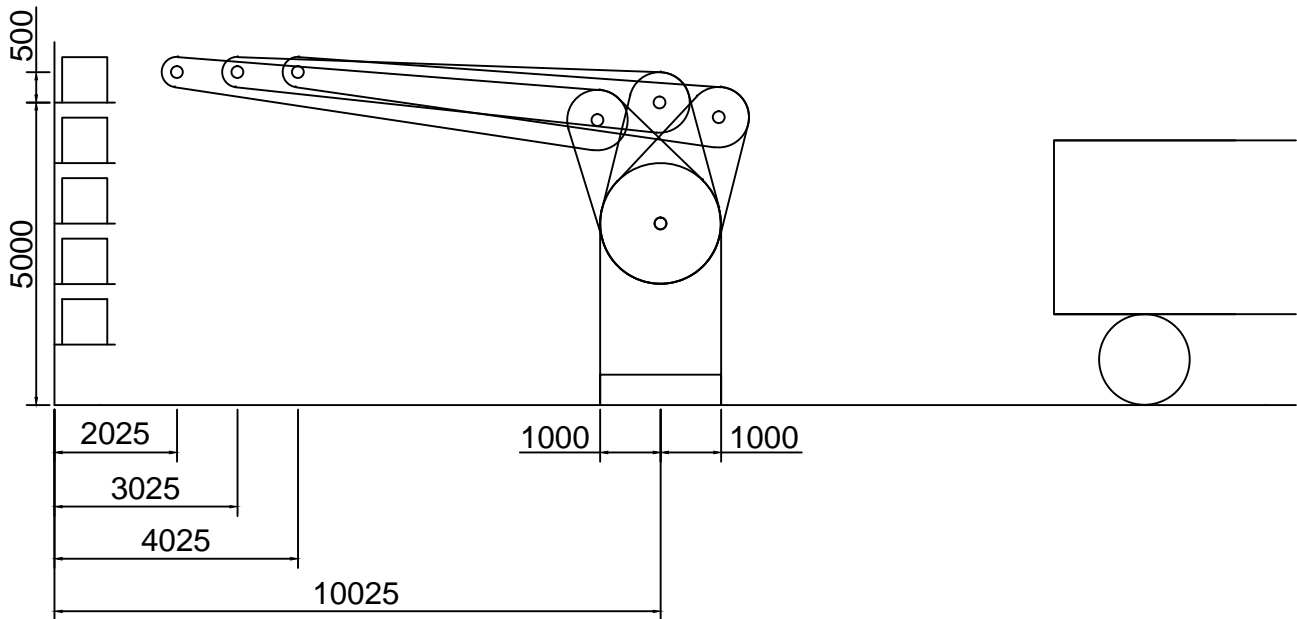
FIRMA:

PLANO: **ANÁLISIS CINEMÁTICO: POSICIONES DEL BRAZO  
MECÁNICO Y TRAYECTORIA(4/7)**

FECHA:  
**24/6/2013**

ESCALA:  
**1/125**

Nº PLANO:  
**6**



Universidad Pública  
de Navarra  
*Nafarroako  
Unibertsitate Publikoa*

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO  
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.  
MECANICA, ENERGETICA  
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL**

REALIZADO:

**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

FIRMA:

PLANO: **ANÁLISIS CINEMÁTICO: POSICIONES DEL BRAZO  
MECÁNICO Y TRAYECTORIA(5/7)**

FECHA:

**24/6/2013**

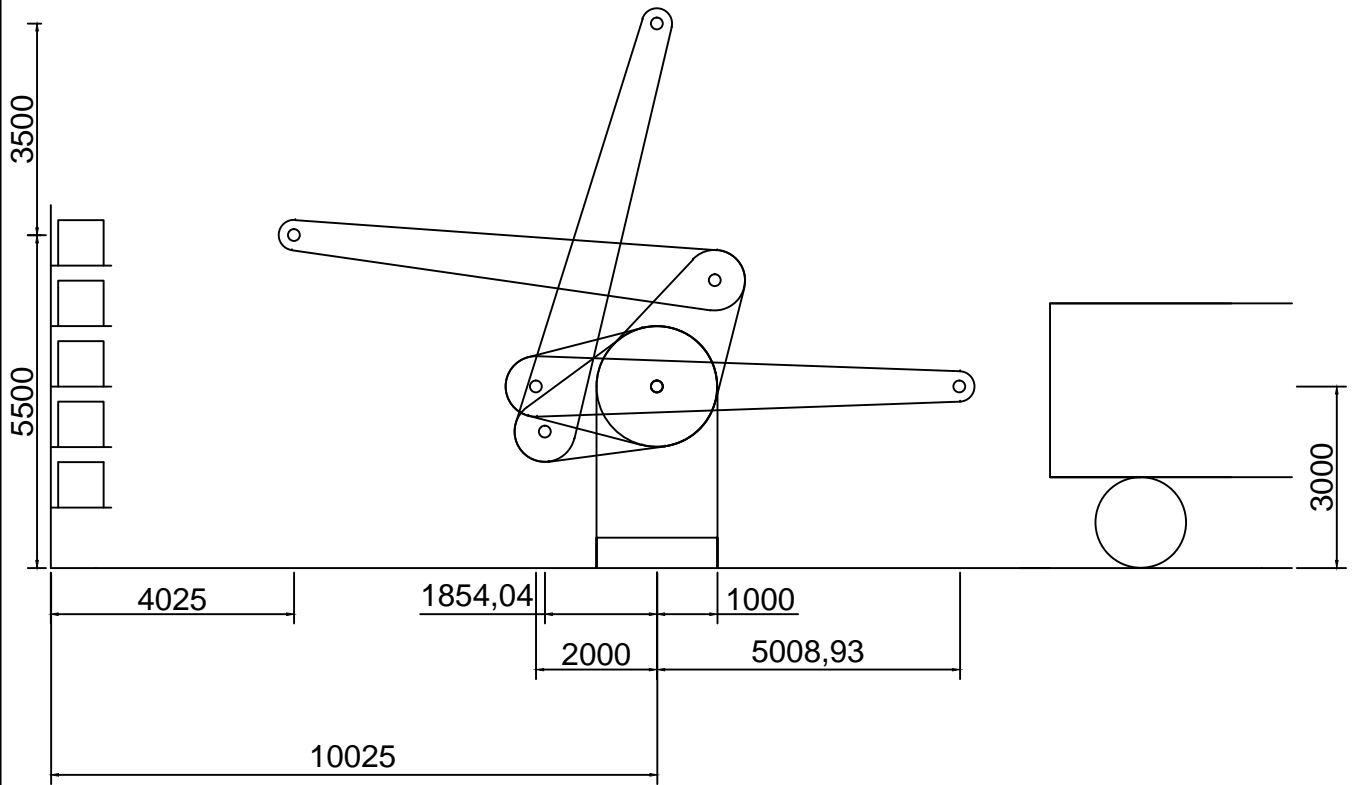
ESCALA:

**1/125**

Nº PLANO:

**7**





Universidad Pública  
de Navarra  
*Nafarroako  
Unibertsitate Publikoa*

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO  
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.  
MECANICA, ENERGETICA  
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL**

REALIZADO:

**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

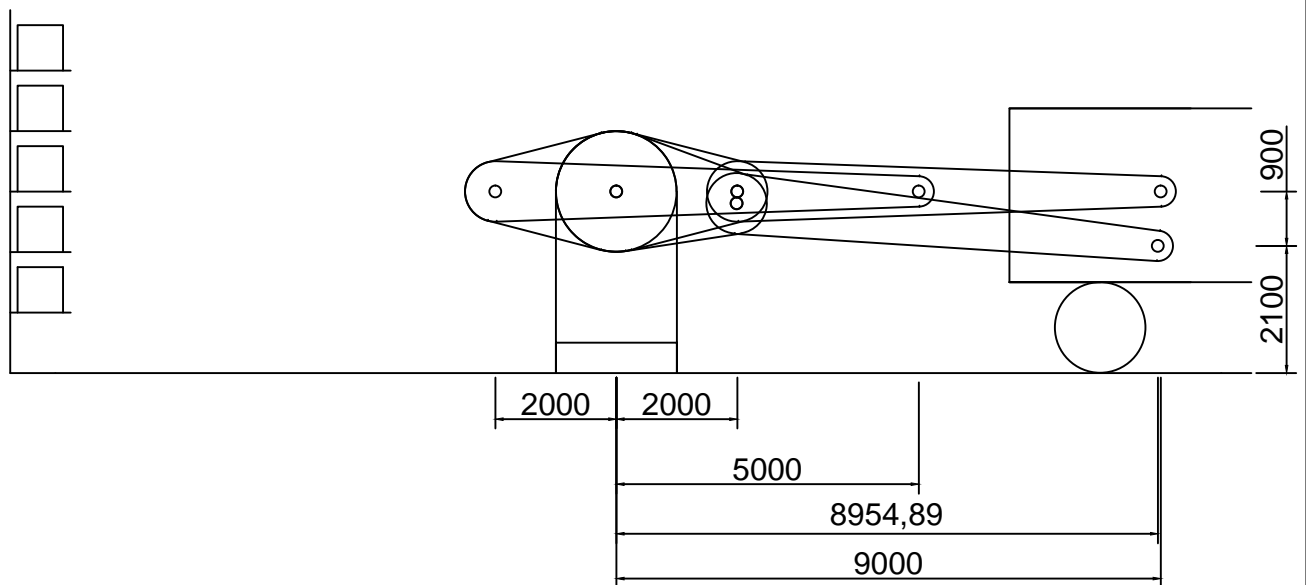
FIRMA:

PLANO: **ANÁLISIS CINEMÁTICO: POSICIONES DEL BRAZO  
MECÁNICO Y TRAYECTORIA(6/7)**

FECHA:  
**24/6/2013**

ESCALA:  
**1/125**

Nº PLANO:  
**8**



Universidad Pública  
de Navarra  
*Nafarroako*  
*Unibertsitate Publikoa*

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO**  
**TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.**  
**MECANICA, ENERGETICA**  
**Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL

REALIZADO:

**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

FIRMA:

PLANO: **ANÁLISIS CINEMÁTICO: POSICIONES DEL BRAZO**  
**MECÁNICO Y TRAYECTORIA(7/7)**

FECHA:

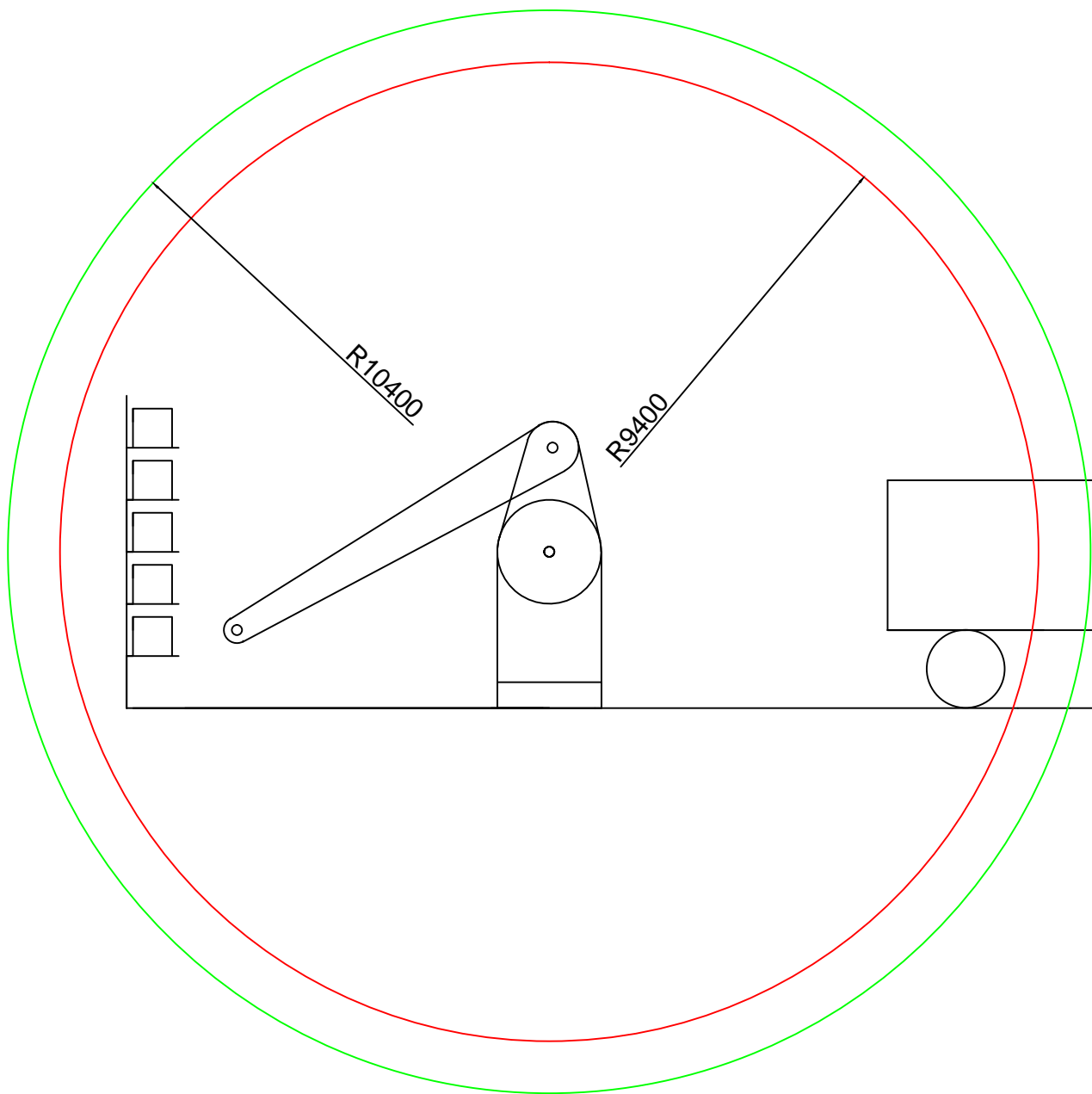
**24/6/2013**

ESCALA:

**1/125**

Nº PLANO:

**9**



Universidad Pública  
de Navarra  
*Nafarroako*  
*Unibertsitate Publikoa*

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO**  
**TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.**  
**MECANICA, ENERGETICA**  
**Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL

REALIZADO:

**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

FIRMA:

PLANO:

**ANÁLISIS CINEMÁTICO**  
**ALCANCE DEL BRAZO MECÁNICO**

FECHA:

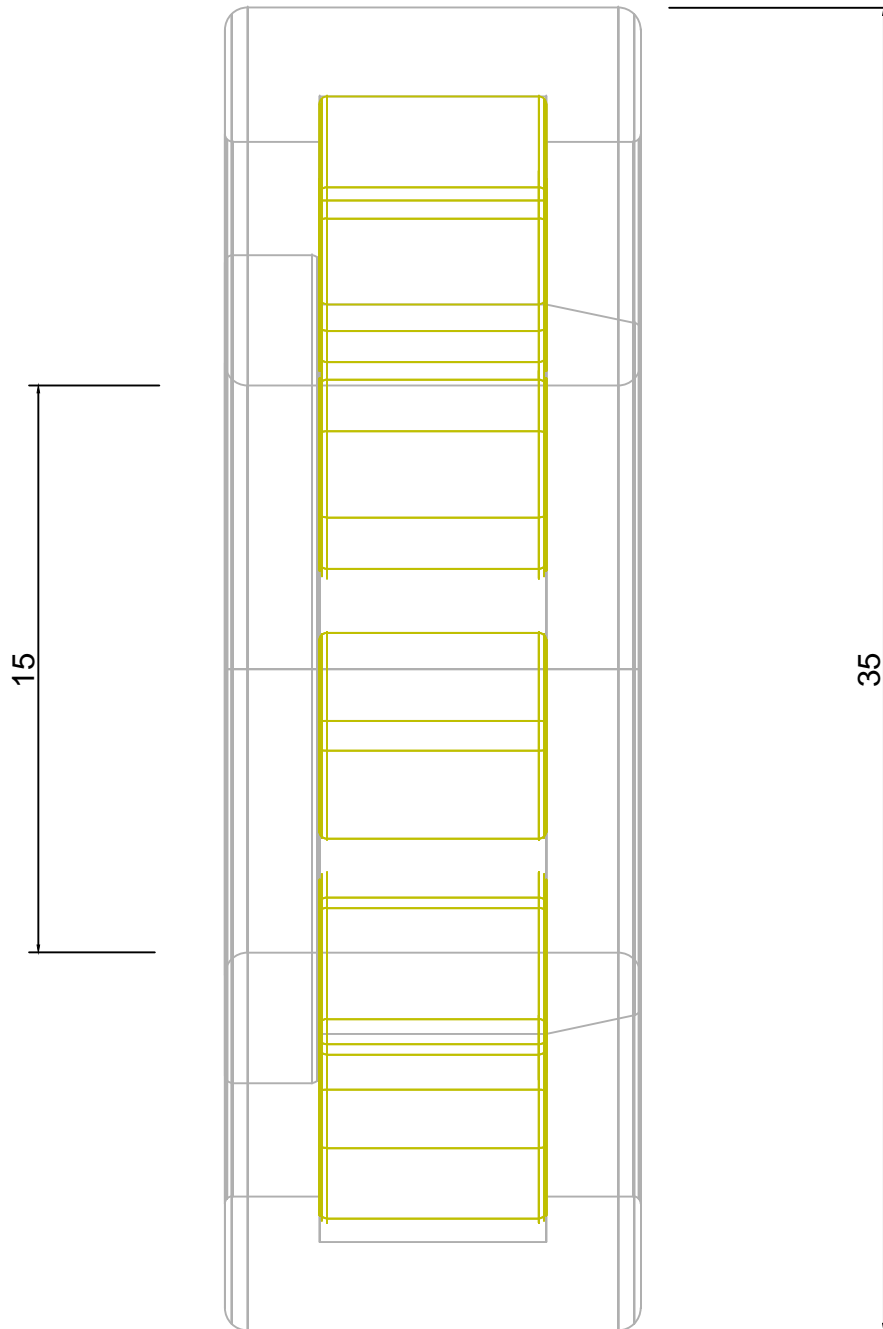
**24/6/2013**

ESCALA:

**1/125**

Nº PLANO:

**10**



Universidad Pública  
de Navarra  
*Nafarroako*  
*Unibertsitate Publikoa*

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO**  
**TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.**  
**MECANICA, ENERGETICA**  
**Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL

REALIZADO:

**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

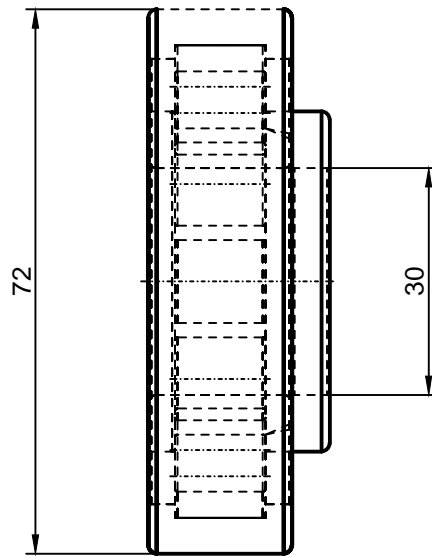
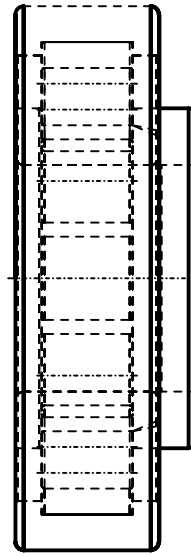
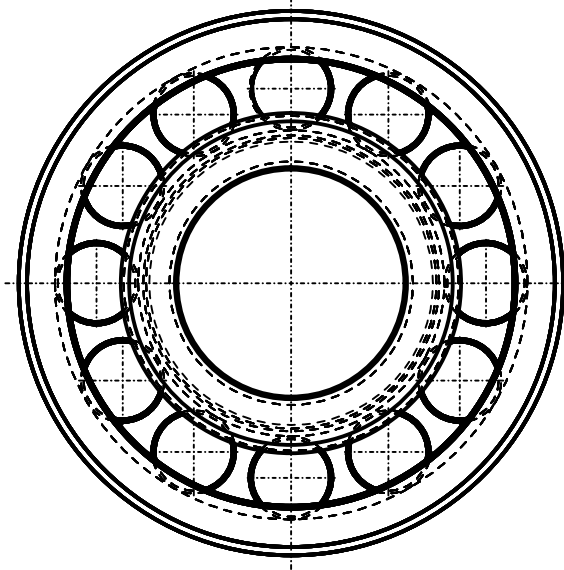
FIRMA:

PLANO: **RODAMIENTO DE UNIÓN DE LA MUÑECA DEL**  
**BRAZO MECANICO NJ 202 ECP**

FECHA:  
**24/6/2013**

ESCALA:  
**5/1**

Nº PLANO:  
**11**



Universidad Pública  
de Navarra  
*Nafarroako*  
*Unibertsitate Publikoa*

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO**  
**TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.**  
**MECANICA, ENERGETICA**  
**Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE MATERIAL**

REALIZADO:

**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

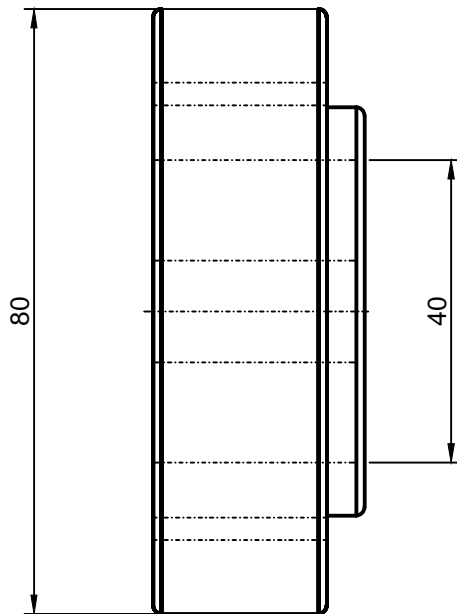
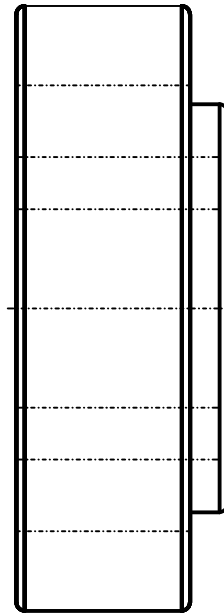
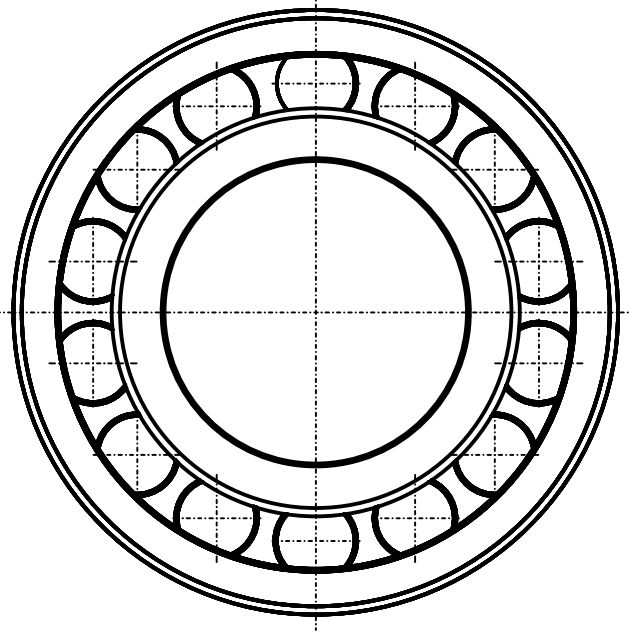
FIRMA:

PLANO: **RODAMIENTO DE UNIÓN DEL CODO DEL BRAZO MECANICO NJ 306 ECJ**

FECHA:  
**24/6/2013**

ESCALA:  
**1/1**

Nº PLANO:  
**12**



Universidad Pública  
de Navarra  
*Nafarroako  
Unibertsitate Publikoa*

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO  
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.  
MECANICA, ENERGETICA  
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL**

REALIZADO:

**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

FIRMA:

PLANO:

**RODAMIENTO DE UNIÓN DEL HOMBRO DEL  
BRAZO MECANICO NJ 2208 ECJ**

FECHA:

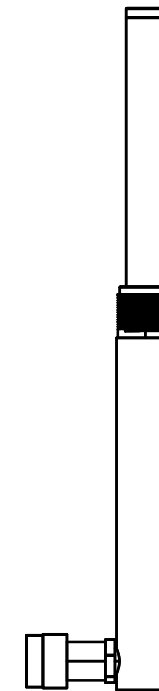
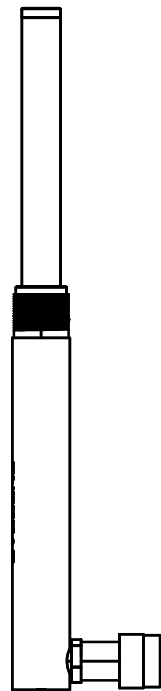
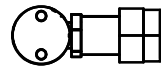
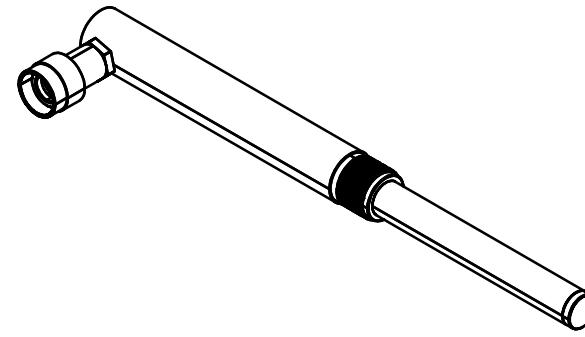
**24/6/2013**

ESCALA:

**1/1**

Nº PLANO:

**13**



Universidad Pública  
de Navarra  
Nafarroako  
Unibertsitate Publikoa

**E.T.S.I.I.T.**  
INGENIERO  
TECNICO INDUSTRIAL M.

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.  
MECANICA, ENERGETICA  
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL

REALIZADO:

**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

FIRMA:

PLANO: **CILINDRO HIDRÁULICO DE SIMPLE ACCIÓN  
RC-57**

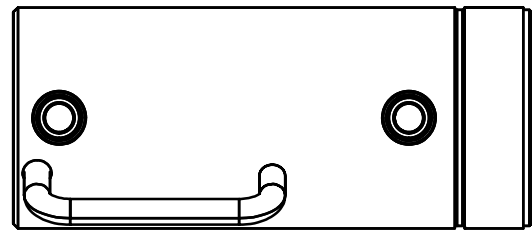
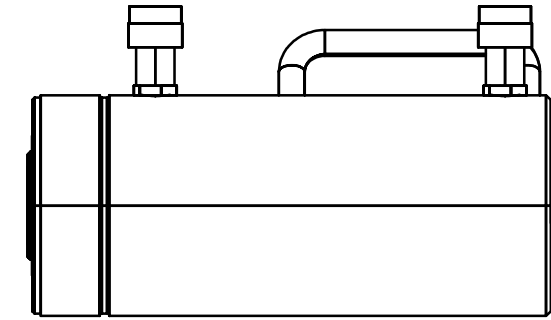
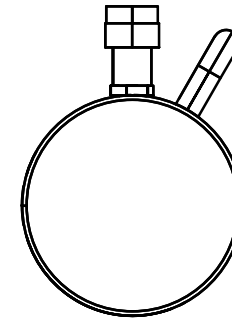
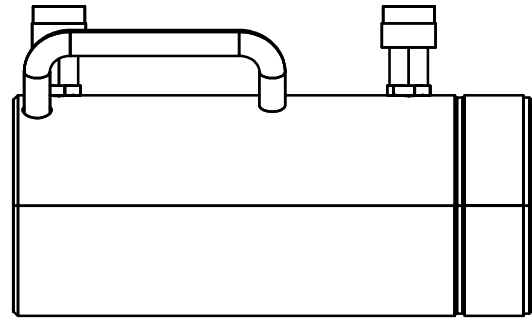
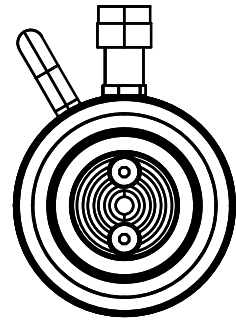
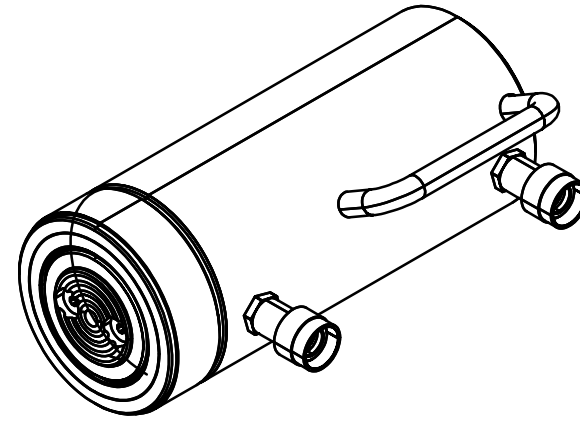
FECHA:  
**24/6/2013**

ESCALA:  
**1/5**

Nº PLANO:  
**14**

**CARRERA MÍNIMA 57 mm**

**CARRERA MÁXIMA 1219 mm**



Universidad Pública  
de Navarra  
Nafarroako  
Unibertsitate Publikoa

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO  
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.  
MECANICA, ENERGETICA  
Y DE MATERIALES**

PROYECTO:  
BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL

REALIZADO:  
**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

FIRMA:

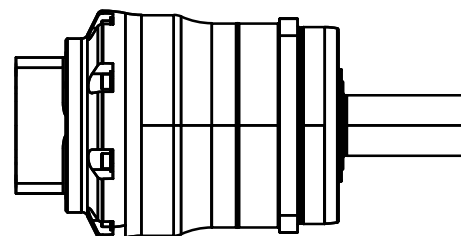
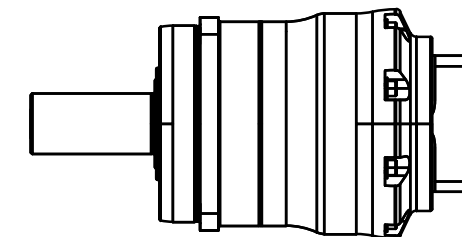
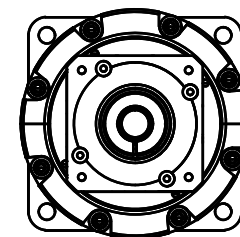
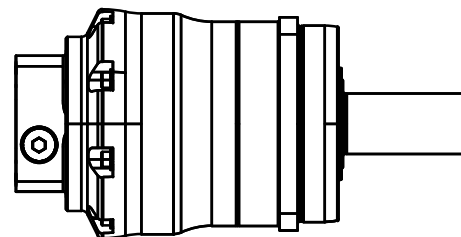
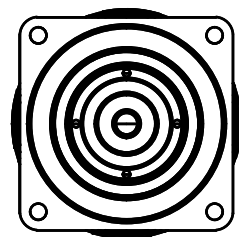
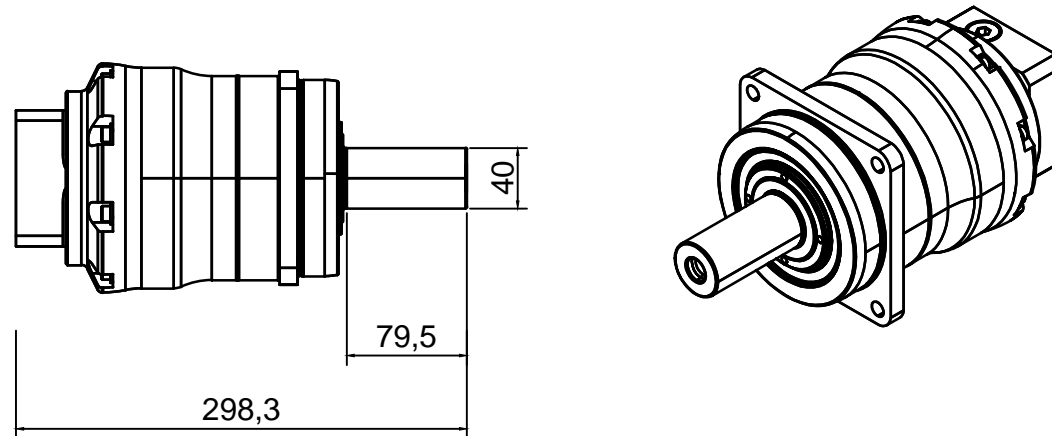
PLANO: **CILINDRO HIDRÁULICO DE DOBLE ACCIÓN  
RR-20048**

FECHA: <b>24/6/2013</b>	ESCALA: <b>1/5</b>	Nº PLANO: <b>15</b>
----------------------------	-----------------------	------------------------

**CARRERA MÍNIMA 16 mm**

**CARRERA MÁXIMA 362 mm**





Universidad Pública  
de Navarra  
Nafarroako  
Unibertsitate Publikoa

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO  
TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.  
MECANICA, ENERGETICA  
Y DE MATERIALES**

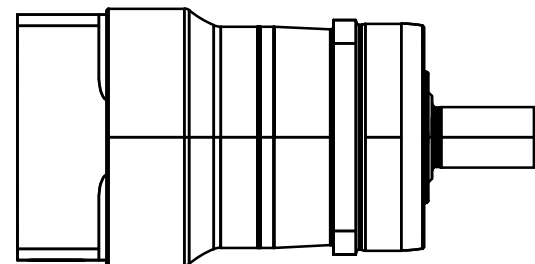
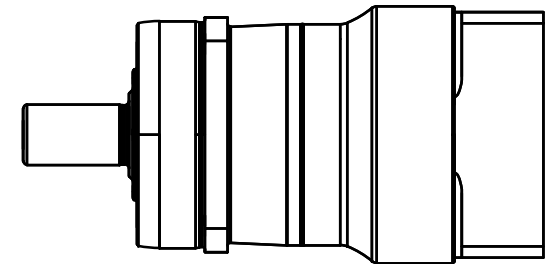
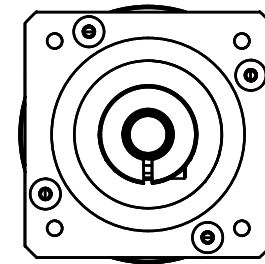
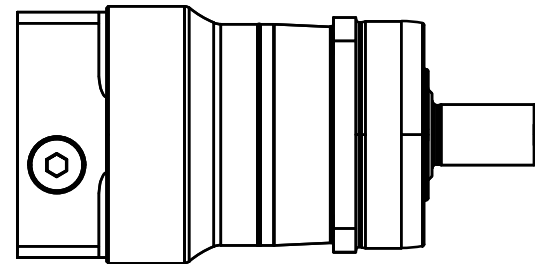
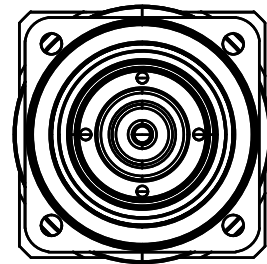
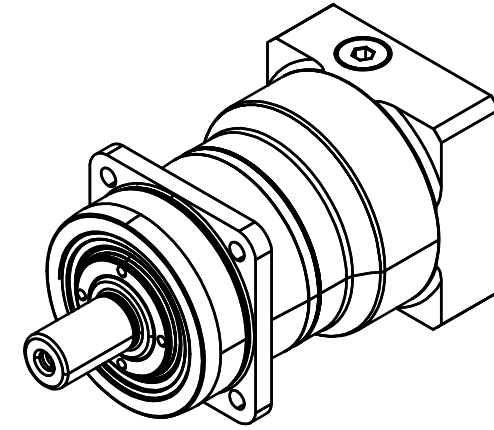
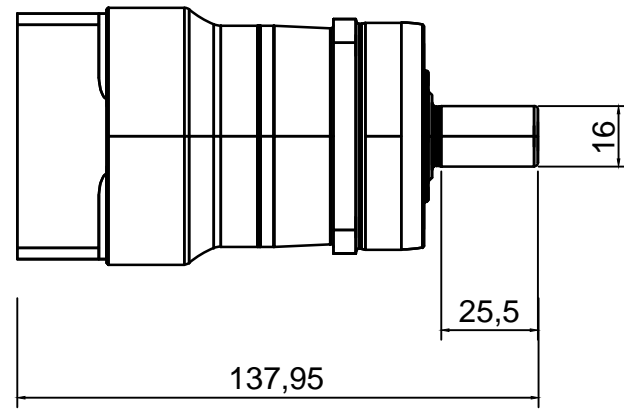
PROYECTO:  
**BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL**

REALIZADO:  
**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

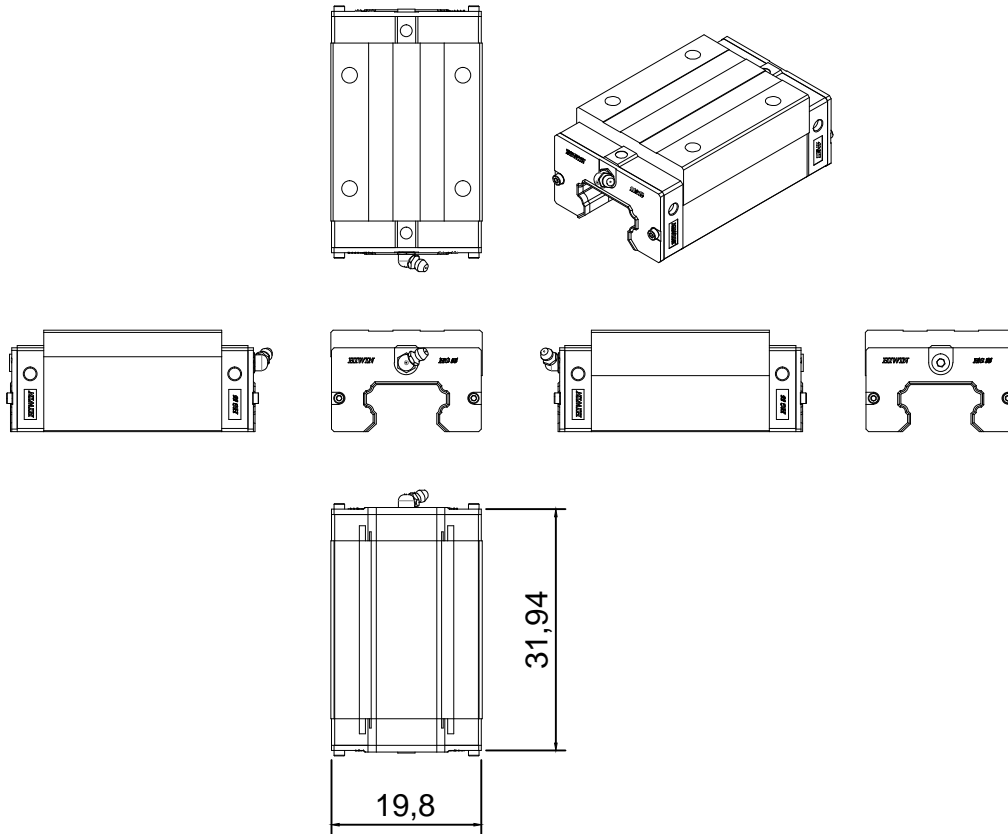
FIRMA:

PLANO: **REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LA  
CORONA DE ORIENTACIÓN**

FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
<b>24/6/2013</b>	<b>1/5</b>	<b>16</b>



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
	<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>	REALIZADO: <b>EZCURDIA RAZQUIN, IVAN</b>		
PROYECTO: <b>BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE MATERIAL</b>		FIRMA:		
PLANO: <b>REDUCTOR DE VELOCIDAD PARA LAS GUÍAS LINEALES</b>	FECHA: <b>24/6/2013</b>	ESCALA: <b>1/2</b>	Nº PLANO: <b>17</b>	



Universidad Pública  
de Navarra  
*Nafarroako*  
*Unibertsitate Publikoa*

**E.T.S.I.I.T.**  
**INGENIERO**  
**TECNICO INDUSTRIAL M.**

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.**  
**MECANICA, ENERGETICA**  
**Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE MATERIAL**

REALIZADO:

**EZCURDIA RAZQUIN, IVAN**

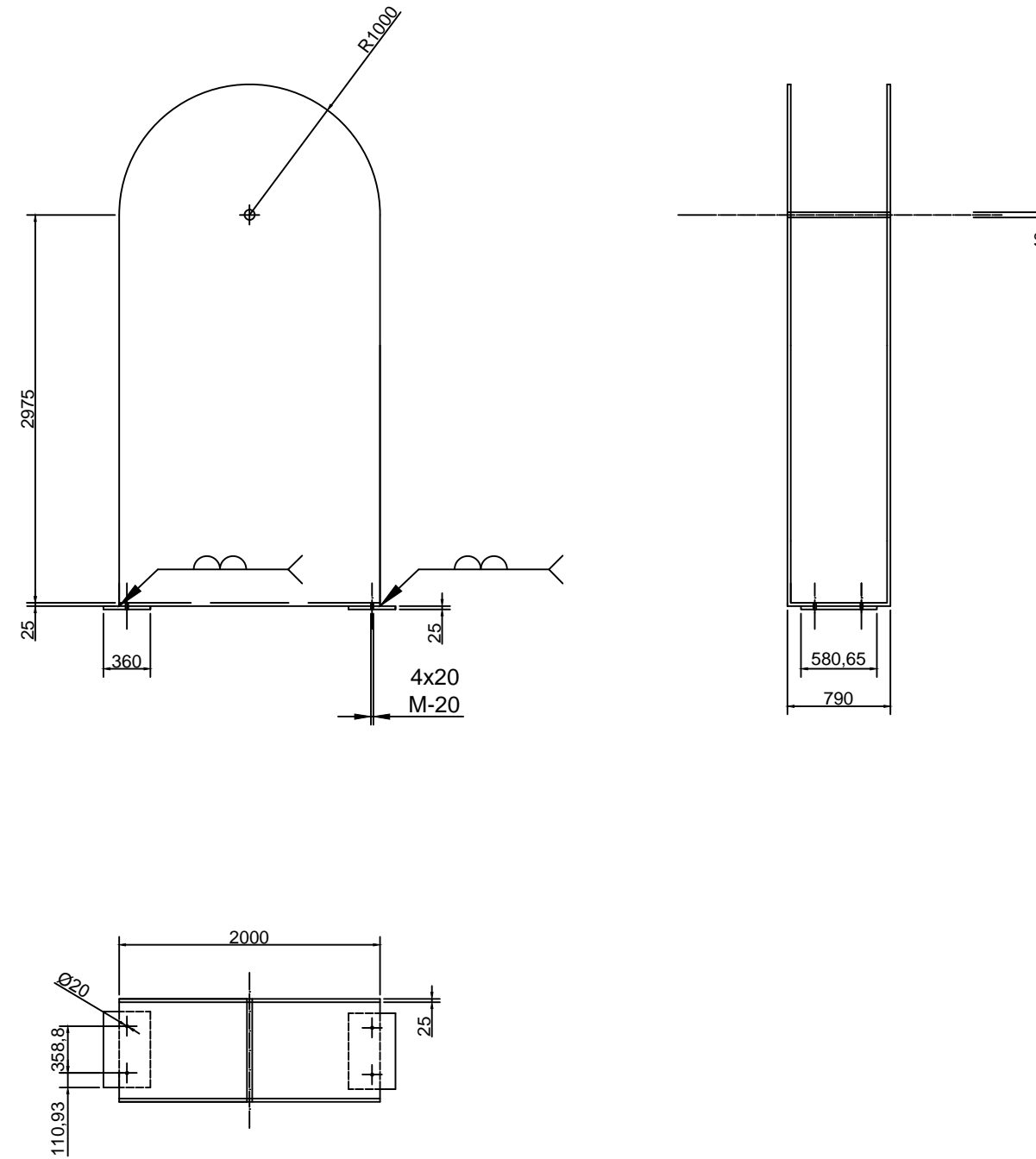
FIRMA:

PLANO: **GUÍA LINEAL DE LA PLATAFORMA MÓVIL**

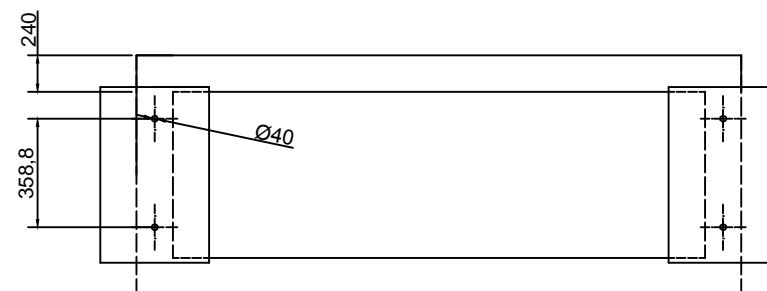
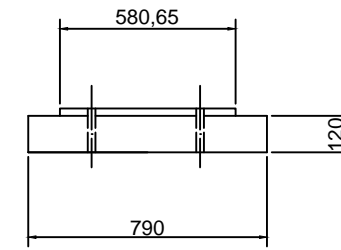
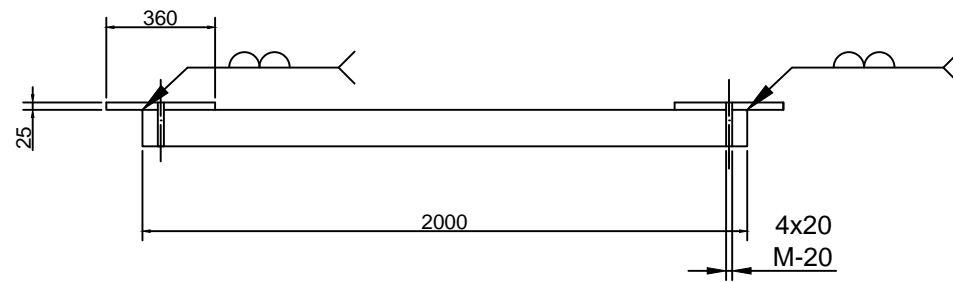
FECHA:  
**24/6/2013**


ESCALA:  
**1/5**

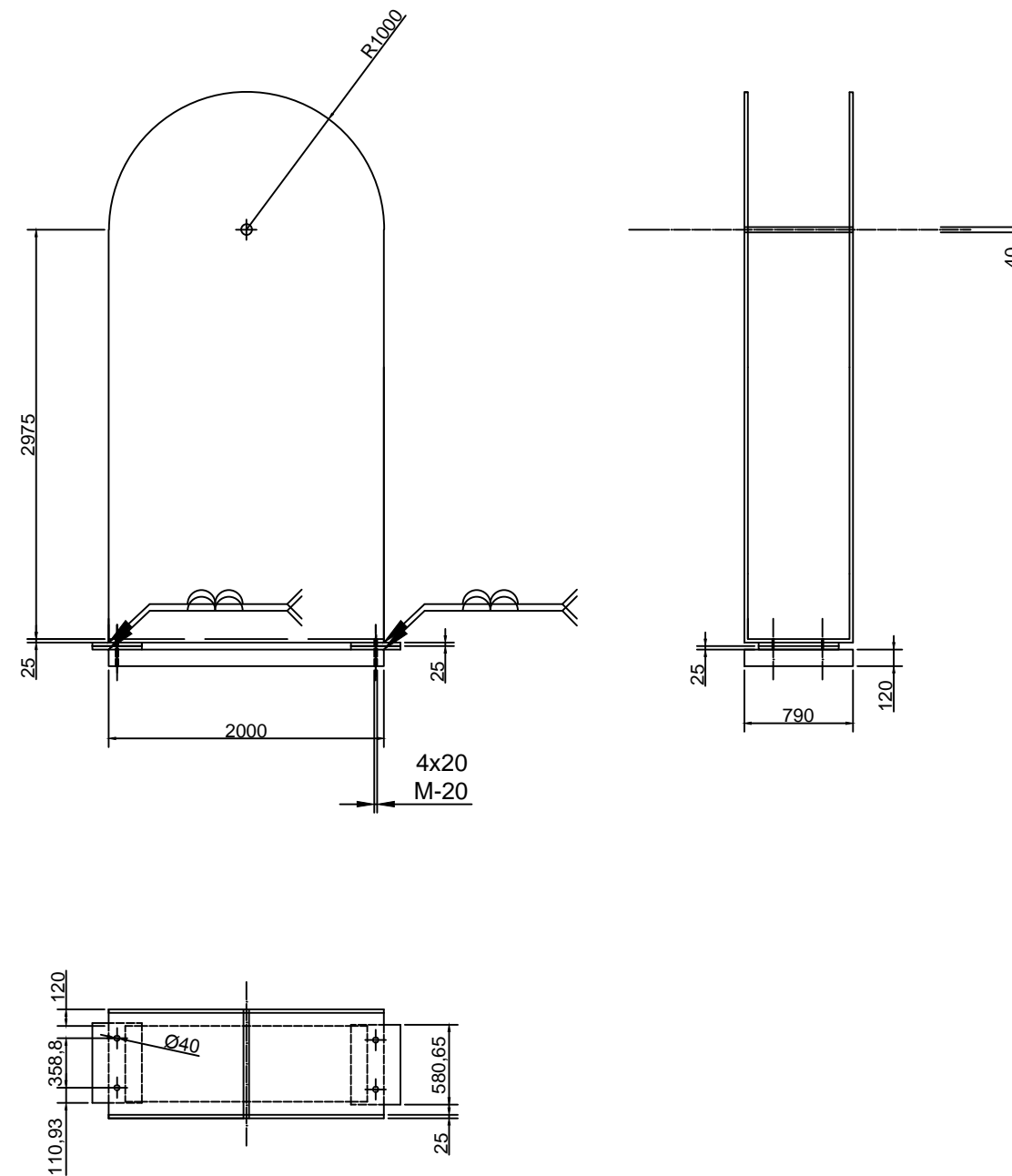
Nº PLANO:  
**18**



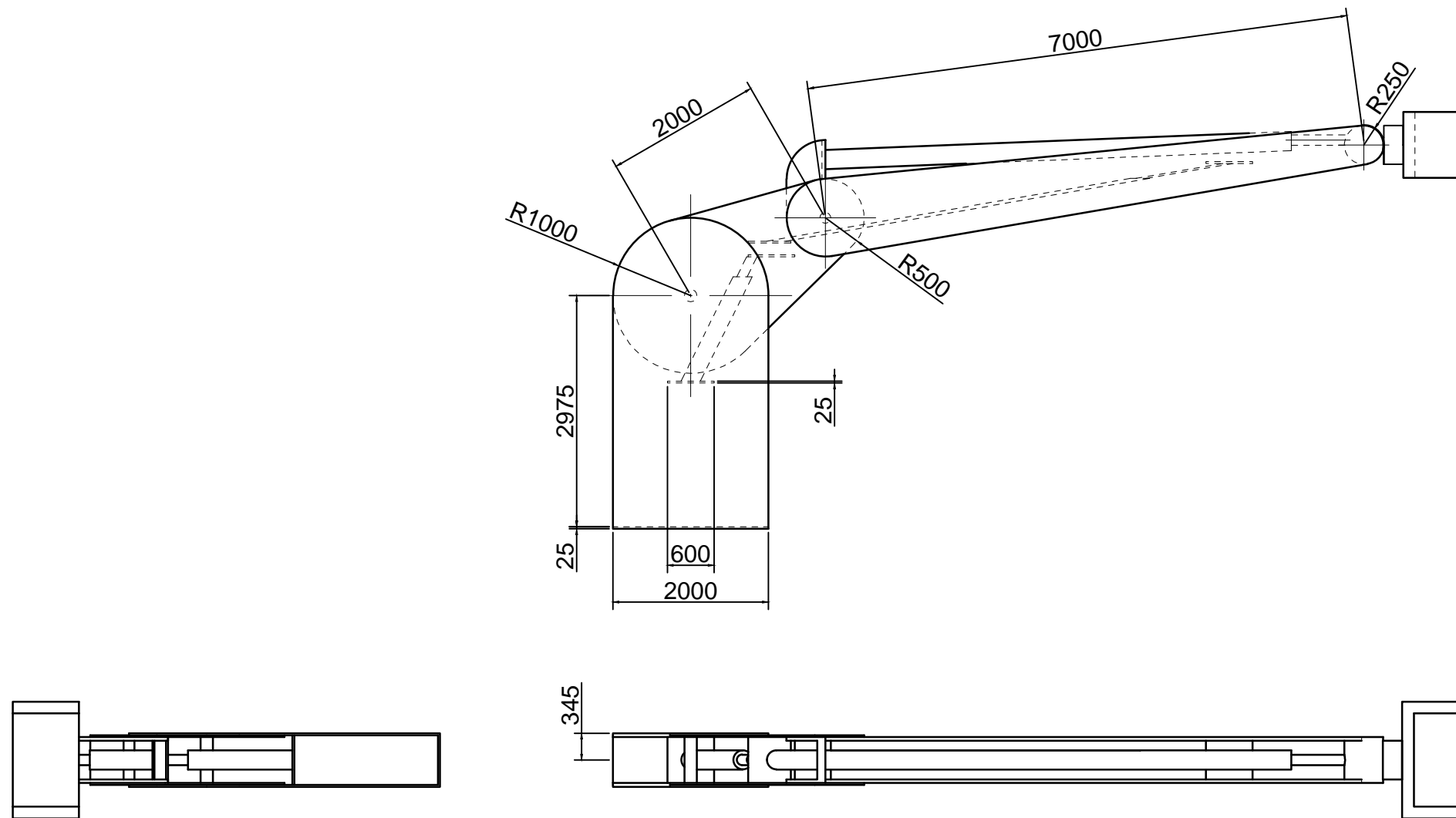
<b>MATERIALES</b>	<b>CHAPA: ACERO ESTRUCTURAL</b>		
	<b>BASE: ACERO ESTRUCTURAL</b>		
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>	
	<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>		
PROYECTO: BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE MATERIAL	REALIZADO: <b>EZCURDIA RAZQUIN, IVAN</b>		
	FIRMA:		
PLANO: <b>UNIÓN ENTRE EL BRAZO MECÁNICO Y LA PLATAFORMA MÓVIL(BASE)</b>	FECHA: <b>24/6/2013</b>	ESCALA: <b>1/50</b>	Nº PLANO: <b>19</b>




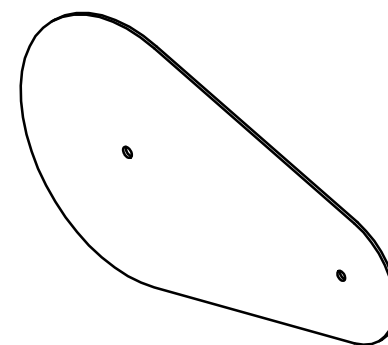
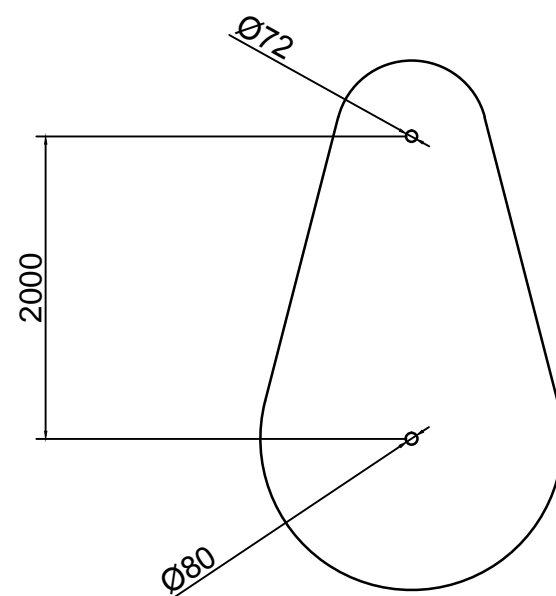
<b>MATERIALES</b>	<b>CHAPA: ACERO ESTRUCTURAL</b>		
	<b>PLATAFORMA: PERFIL DE SECCIÓN CUADRADA S275</b>		
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>	
	<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>		
PROYECTO: BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE MATERIAL	REALIZADO: <b>EZCURDIA RAZQUIN, IVAN</b>		
	FIRMA:		
PLANO: <b>UNIÓN ENTRE EL BRAZO MECÁNICO Y LA PLATAFORMA MÓVIL(PLATAFORMA)</b>	FECHA: <b>24/6/2013</b>	ESCALA: <b>1/25</b>	Nº PLANO: <b>20</b>



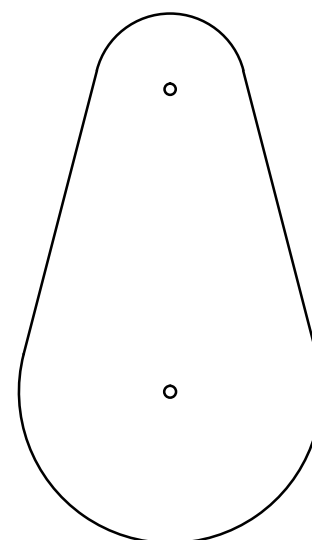
<b>MATERIALES</b>	<b>CHAPA: ACERO ESTRUCTURAL</b>		
	PLATAFORMA: PERFIL DE SECCIÓN CUADRADA S275		
	<b>BASE: ACERO ESTRUCTURAL</b>		
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES	
	INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.		
PROYECTO: BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE MATERIAL	REALIZADO: <b>EZCURDIA RAZQUIN, IVAN</b>		
	FIRMA:		
PLANO: <b>UNIÓN ENTRE EL BRAZO MECÁNICO Y LA PLATAFORMA MÓVIL(BASE Y PLATAFORMA)</b>	FECHA: <b>24/6/2013</b>	ESCALA: <b>1/50</b>	Nº PLANO: <b>21</b>



<b>MATERIALES</b>		<b>BRAZO MECÁNICO: ACERO ESTRUCTURAL</b>		
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>		
	<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>			
PROYECTO: <b>BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE MATERIAL</b>		REALIZADO: <b>EZCURDIA RAZQUIN, IVAN</b>		
		FIRMA:		
PLANO: <b>BRAZO MECÁNICO</b>	FECHA: <b>24/6/2013</b>	ESCALA: <b>1/75</b>	Nº PLANO: <b>22</b>	

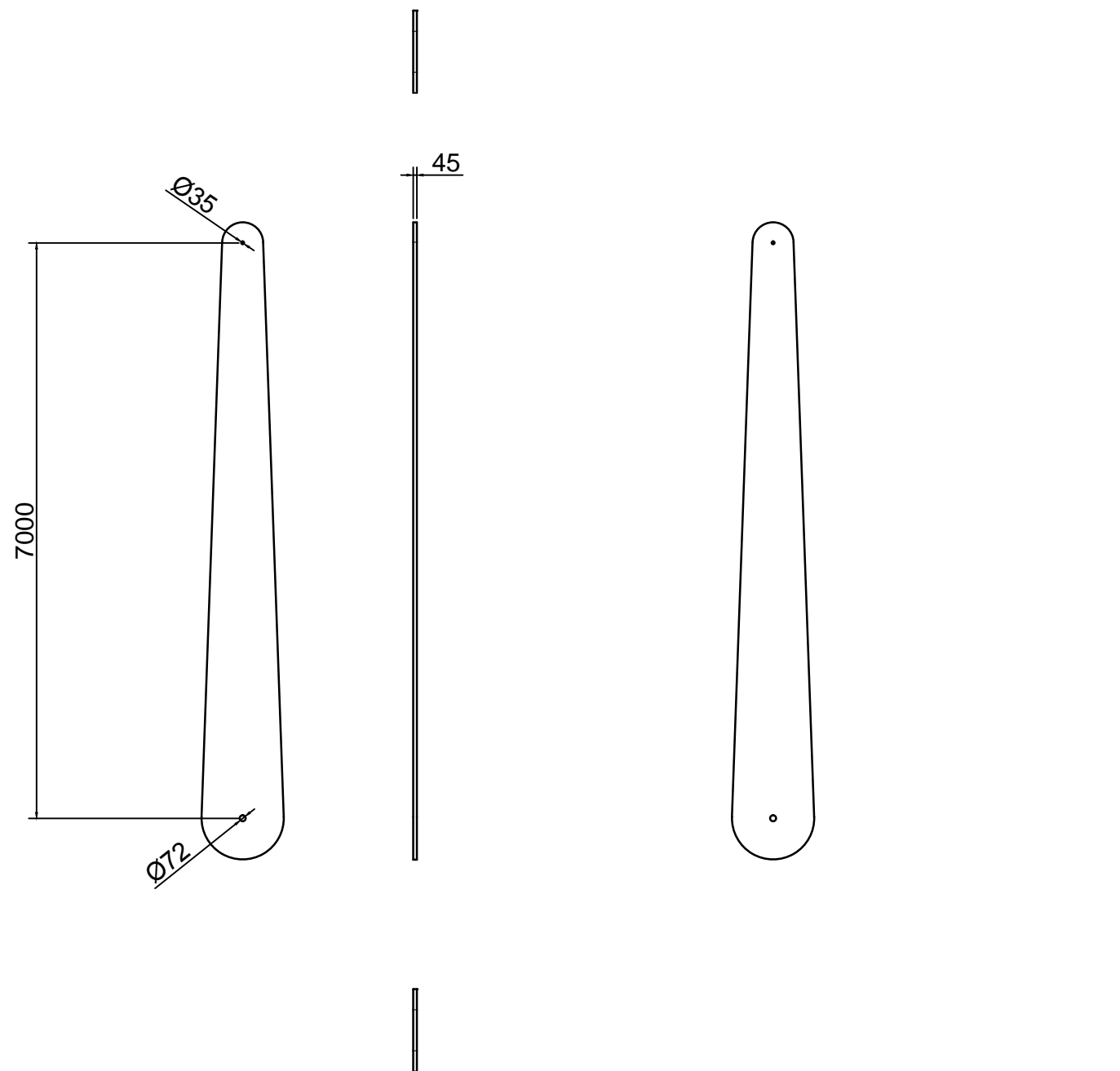


25

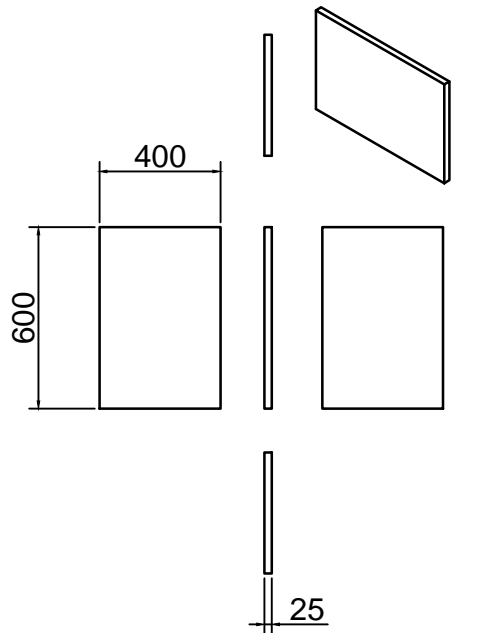
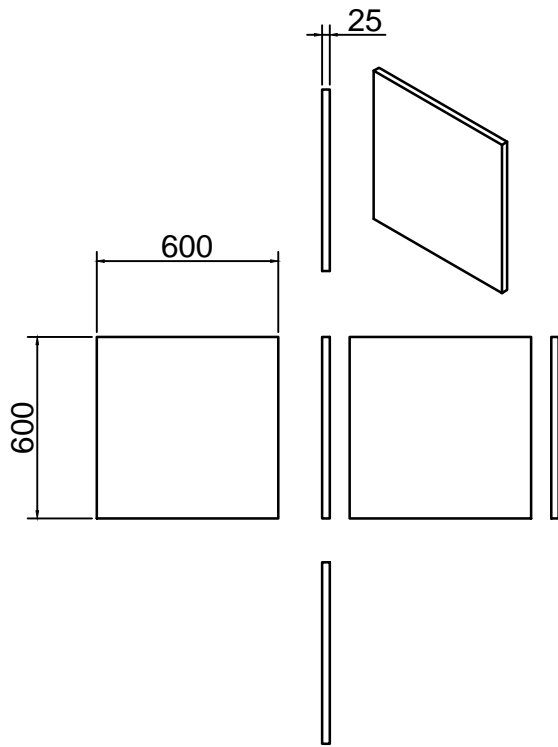


<b>MATERIALES</b>	<b>ESLABÓN CORTO: ACERO ESTRUCTURAL</b>		
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>	
	<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>		
PROYECTO: BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE MATERIAL	REALIZADO: <b>EZCURDIA RAZQUIN, IVAN</b>		FIRMA:
PLANO: <b>ESLABÓN CORTO</b>	FECHA: <b>24/6/2013</b>	ESCALA: <b>1/50</b>	Nº PLANO: <b>23</b>





<b>MATERIALES</b>	<b>ESLABÓN LARGO: ACERO ESTRUCTURAL</b>		
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>	
	<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>		
PROYECTO: BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE MATERIAL	REALIZADO: <b>EZCURDIA RAZQUIN, IVAN</b>		FIRMA:
PLANO: <b>ESLABÓN LARGO</b>	FECHA: <b>24/6/2013</b>	ESCALA: <b>1/75</b>	Nº PLANO: <b>24</b>



<b>MATERIALES</b>		<b>CHAPAS: ACERO ESTRUCTURAL</b>		
 Universidad Pública de Navarra <i>Nafarroako Unibertsitate Publikoa</i>	<b>E.T.S.I.I.T.</b>		DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>	
	<b>INGENIERO TECNICO INDUSTRIAL M.</b>			
PROYECTO: <b>BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE MATERIAL</b>		REALIZADO: <b>EZCURDIA RAZQUIN, IVAN</b>		
		FIRMA:		
PLANO:	<b>CHAPAS DE APOYO PARA LOS CILINDROS HIDRÁULICOS</b>	FECHA:	ESCALA:	Nº PLANO:
		<b>24/6/2013</b>	<b>1/25</b>	<b>25</b>



IVAN EZCURDIA RAZQUIN

PAMPLONA, 24 DE JUNIO DEL 2013



**ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE  
TELECOMUNICACIÓN**

**Titulación:**

**INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO**

**Título del proyecto:**

**“BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL”**

**PLIEGO DE CONDICIONES**

**Ivan Ezcurdia Razquin**

**Vanes Estremera Carrera**

**Pamplona, 24 de junio de 2013**



# INDICE

## CONDICIONES GENERALES

DISPOSICIONES GENERALES .....	7
1. NATURALEZA Y OBJETIVO DEL PLIEGO GENERAL.....	7
2. DOCUMENTACIÓN DEL CONTRATO DE OBRA.....	7
DISPOSICIONES FACULTATIVAS O LEGALES .....	7
1. DELIMITACIÓN GENERAL DE FUNCIONES TÉCNICAS .....	7
1.1. EL DIRECTOR DE OBRA .....	8
1.2. EL CONSTRUCTOR .....	8
2. DE LAS OBLIGACIONES Y DERECHOS GENERALES DE CONSTRUCTOR Y CONTRATISTA .....	9
2.1. VERIFICACIÓN DE LOS DOCUMENTOS DEL PROYECTO.....	9
2.2. PLAN DE SEGURIDAD E HIGIENE.....	10
2.3. OFICINA DE LA OBRA .....	10
2.4. PRESENTACIÓN DEL CONTRATISTA.....	10
2.5. PRESENCIA DEL CONSTRUCTOR EN LA OBRA.....	11
2.6. TRABAJOS NO ESTIPULADOS EXPRESAMENTE.....	11
2.7. INTERPRETACIONES, ACLARACIONES Y MODIFICACIONES DE LOS DOCUMENTOS DEL PROYECTO.....	11
2.8. RECLAMACIONES CONTRA LAS ÓRDENES DE LA DIRECCIÓN FACULTATIVA .....	12
2.9. RECUSACIÓN POR EL CONTRARISTA DEL PERSONAL NOMBRADO POR EL DIRECTOR DE OBRA .....	12
2.10. FALTA DE PERSONAL.....	12
3. PRESCRIPCIONES GENERALES RELATIVAS A LOS TRABAJOS, A LOS MATERIALES Y A LOS MEDIOS .....	13
3.1. CAMINOS Y ACCESOS .....	13
3.2. REPLANTEO .....	13
3.3. COMIENZO DE LA OBRA. RITMO DE EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS .....	13
3.4. ORDEN DE LOS TRABAJOS.....	13



3.5. FACILIDADES PARA OTROS CONTRATISTAS .....	14
3.6. AMPLIACIÓN DEL PROYECTO POR CAUSAS IMPREVISTAS O DE FUERZA MAYOR .....	14
3.7. PRÓRROGA POR CAUSA DE FUERZA MAYOR.....	14
3.8. RESPONSABILIDAD DE LA DIRECCIÓN FACULTATIVA EN EL RETRASO DE LA OBRA .....	14
3.9. CONDICIONES GENERALES DE EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS .....	15
3.10. OBRAS OCULTAS.....	15
3.11. TRABAJOS DEFECTUOSOS .....	15
3.12. VICIOS OCULTOS.....	16
3.13. DE LOS MATERIALES Y DE LOS APARATOS. SU PROCEDENCIA ...	16
3.14. PRESENTACIÓN DE MUESTRA .....	16
3.15. MATERIALES NO UTILIZABLES .....	16
3.16. MATERIALES Y APARATOS DEFECTUOSOS .....	16
3.17. GASTOS OCASIONADOS POR PRUEBAS Y ENSAYOS .....	17
3.18. LIMPIEZA DE LAS OBRAS.....	17
3.19. OBRAS SIN PRESCRIPCIONES .....	17
4. DE LAS RECEPCIONES DE PROYECTOS Y OBRAS AJENAS.....	17
4.1. DE LAS RECEPCIONES PROVISIONALES .....	18
4.2. DOCUMENTACIÓN FINAL DE LA OBRA.....	18
4.3. MEDICIÓN DEFINITIVA DE LOS TRABAJOS Y LIQUIDACIÓN PROVISIONAL DE LA OBRA .....	18
4.4. PLAZO DE GARANTÍA .....	18
4.5. CONSERVACIÓN DE LAS OBRAS RECIBIDAS PROVISIONALMENTE	19
4.6. DE LA RECEPCIÓN DEFINITIVA .....	19
4.7. PRÓRROGA DEL PLAZO DE GARANTÍA .....	19
4.8. DE LAS RECEPCIONES DE TRABAJOS CUYA CONTRARA HAYA SIDO RESCINDIDA .....	19
CONDICIONES ECONÓMICAS .....	20
1. PRINCIPIO GENERAL.....	20
2. FINANZAS .....	20
2.1. FIANZA PROVISIONAL .....	20
2.2. EJECUCIÓN DE TRABAJOS CON CARGO A LA FIANZA.....	21
2.3. DE SU DEVOLUCIÓN EN GENERAL.....	21



2.4. DEVOLUCIÓN DE LA FIANZA EN EL CASO DE EFECTUARSE RECEPCIONES PARCIALES .....	21
3. DE LOS PRECIOS .....	21
3.1. COMPOSICIÓN DE LOS PRECIOS UNITARIOS .....	21
3.2. PRECIO DE CONTRATA. IMPORTE DE CONTRATA .....	22
3.3. PRECIOS CONTRADICTORIOS .....	23
3.4. RECLAMACIONES DE AUMENTO DE PRECIOS POR CAUSAS DIVERSAS .....	23
3.5. FORMAS TRADICIONALES DE MEDIR O DE APLICAR PRECIOS .....	23
3.6. DE LA REVISION DE LOS PRECIOS CONTRATADOS .....	23
3.7. ACOPIO DE MATERIALES .....	24
4. OBRAS POR ADMINISTRACIÓN .....	24
4.1. ADMINISTRACIÓN.....	24
4.2. OBRAS POR ADMINISTRACIÓN DIRECTA .....	24
4.3. OBRAS POR ADMINISTRACIÓN DELEGADA O INDIRECTA .....	25
4.4. LIQUIDACIÓN DE OBRAS POR ADMINISTRACIÓN.....	25
4.5. ABONO AL CONSTRUCTOR DE LAS CUENTAS DE ADMINISTRACIÓN .....	26
4.6. NORMAS PARA LA ADQUISICIÓN DE LOS MATERIALES Y APARATOS .....	26
4.7. RESPONSABILIDADES DEL CONSTRUCTOR EN EL BAJO RENDIMIENTO DE LOS TRABAJADORES.....	26
4.8. RESPONSABILIDADES DEL CONSTRUCTOR.....	27
5. DE LA VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS.....	27
5.1. FORMAS VARIAS DE ABONO DE LAS OBRAS .....	27
5.2. RELACIONES VALORADAS Y CERTIFICACIONES .....	28
5.3. MEJORAS DE OBRAS LIBREMENTE EJECUTADAS.....	29
5.4. ABONO DE TRABAJOS PRESUPUESTADOS CON PARTIDA ALZADA	29
5.5. ABONO DE AGOTAMIENTOS Y OTROS TRABAJOS ESPECIALES NO CONTRATADOS.....	30
5.6. PAGOS .....	30
5.7. ABONO DE TRABAJOS EJECUTADOS DURANTE EL PLAZO DE GARANTÍA.....	30
6. DE LAS INDEMNIZACIONES MUTUAS .....	30



6.1. IMPORTE DE LA INDEMNIZACIÓN POR RETRASO NO JUSTIFICADO EN EL PLAZO DE TERMINACIÓN DE LAS OBRAS .....	31
6.2. DEMORA DE LOS PAGOS .....	31
7. VARIOS .....	31
7.1. MEJORAS Y AUMENTOS DE OBRA. CASOS CONTRARIOS .....	31
7.2. UNIDADES DE OBRA DEFECTUOSAS PERO ACEPTABLES .....	32
7.3. SEGURO DE LAS OBRAS .....	32
7.4. CONSERVACIÓN DE LA OBRA .....	32
7.5. USO POR EL CONTRATISTA O BIENES DEL PROPIETARIO .....	33

## CONDICIONES TÉCNICAS

PLIEGO DE CONDICIONES DE ÍNDOLE TÉCNICA.....	34
1. LIMPIEZA DE LA OBRA.....	34
2. OBRAS AUXILIARES DE ALBAÑILERÍA.....	34
3. LIMPIEZA DE LAS CANALIZACIONES.....	34
4. SEÑALIZACIÓN.....	34
5. IDENTIFICACIÓN.....	34
6. DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LOS MATERIALES ACOPIO DE MATERIALES.....	35
6.1. PROTECCIÓN DE MATERIALES EN LA OBRA.....	35
7. DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LAS INSTALACIONES .....	35
7.1. EMPLAZAMIENTO DE LA INSTALACIÓN .....	35
7.2. ROBOT ALMACÉN .....	36
7.2.1. COMERCIALES ELÉCTRICOS: .....	36
7.2.1.1. MOTOR SIEMENS. CONDICIONES GENERALES .....	37
7.2.1.2. MOTOR SIEMENS. DOCUMENTACIÓN .....	37
7.2.1.3. COMERCIALES MECÁNICOS: CAJA REDUCTORA WITTENSTEIN. CONDICIONES GENERALES .....	37
7.2.1.4. CAJA REDUCTORA WITTENSTEIN.....	37
DOCUMENTACIÓN .....	37
7.2.1.5. RODAMIENTOS DE RODILLOS ESFERICOS SKF. CONDICIONES GENERALES.....	38
7.2.1.6. RODAMIENTOS DE RODILLOS ESFERICOS SKF. DOCUMENTACIÓN.....	38
8. EJECUCIÓN DE LA OBRA.....	38





8.1. REPLANTEO .....	38
PLIEGO DE CONDICIONES DE ÍNDOLE FACULTATIVA.....	39
1. OBRAS AFECTADAS .....	39
2. NORMAS DE APLICACIÓN .....	39
3. INTERPRETACIÓN DEL PROYECTO Y REALIZACIÓN DE OBRA.....	39
4. DURACIÓN DE LAS OBRAS.....	39
5. PLAZO DE GARANTÍA .....	39
6. RETIRADA DE MATERIALES, CASO DE RESCISIÓN DEL CONTRATO .....	40
PLIEGO DE CONDICIONES DE ÍNDOLE ECONÓMICA.....	40
1. MEDICIÓN DE LAS OBRAS EJECUTADAS.....	40
PLIEGO DE CONDICIONES DE ÍNDOLE LEGAL.....	40
1. OBLIGACIONES DEL CONTRATISTA .....	40
2. RESPONSABILIDAD DEL CONTRATISTA.....	40
3. LEYES LABORALES DE ACCIDENTES DE TRABAJO.....	40
4. MANO DE OBRA .....	41
5. DAÑOS EN PROPIEDADES VECINAS.....	41
6. RESCISIÓN DEL CONTRATO .....	41
7. FORMALIZACIÓN DEL CONTRATO .....	42

# CONDICIONES GENERALES

## DISPOSICIONES GENERALES

### 1. NATURALEZA Y OBJETIVO DEL PLIEGO GENERAL

#### Artículo 1:

El presente Pliego General de Condiciones tiene un carácter supletorio del Pliego de Condiciones Particular del Proyecto. Ambos, como parte del proyecto, tienen por finalidad regular la ejecución de las obras derivadas de la instalación del robot y su estructura metálica asociada en la nave de la empresa UPNA de Pamplona, fijando los niveles técnicos y de calidad exigibles, precisando las intervenciones que corresponden, según contrato y con arreglo a la legislación aplicable, al Promotor o dueño de la obra, al Contratista o constructor de la misma, sus técnicos o encargados, y al Director de obra, así como las relaciones entre todos ellos y sus correspondientes obligaciones en orden al cumplimiento del contrato de obra. Las obras accesorias, entendiéndose por este nombre las que no pueden ser previstas en todos sus detalles, se construirán conforme vaya surgiendo la necesidad. Cuando su importancia lo exija, se realizarán proyectos adicionales que las definan. En casos de menor importancia, se seguirán las directrices que disponga el Director de obra.

### 2. DOCUMENTACIÓN DEL CONTRATO DE OBRA

#### Artículo 2:

Integran el contrato los siguientes documentos relacionados por orden de prelación en cuanto al valor de sus especificaciones en caso de omisión o aparente contradicción:

1. Las condiciones fijadas en el propio documento de contrato de empresa o arrendamiento de obra, si existiere.
2. El Pliego de Condiciones particulares.
3. El presente Pliego General de Condiciones.
4. El resto de la documentación del Proyecto (memoria, planos, mediciones y presupuesto).

Las órdenes e instrucciones de la Dirección facultativa de las obras se incorporan al Proyecto como interpretación, complemento o precisión de sus determinaciones.

En cada documento, las especificaciones literales prevalecen sobre las gráficas y en los planos, la cota prevalece sobre la medida a escala.

## DISPOSICIONES FACULTATIVAS O LEGALES

### 1. DELIMITACIÓN GENERAL DE FUNCIONES TÉCNICAS

## 1.1. EL DIRECTOR DE OBRA

### Artículo 3:

La junta rectora de la Propiedad designará al Ingeniero Técnico Director de Obra, representante de la propiedad frente al contratista, en quien recaerán las siguientes funciones:

- Planificar, a la vista del proyecto, del contrato y de la normativa técnica de aplicación, el control de calidad y económico de las obras.
- Redactar, cuando se requiera expresamente por el constructor, el estudio de los sistemas adecuados a los riesgos del trabajo en la realización de la obra y aprobar el plan de seguridad e higiene para la aplicación del mismo.
- Efectuar el replanteo de la obra y preparar el acta correspondiente, suscribiéndola en unión del Constructor.
- Comprobar la adecuación de la cimentación proyectada a las características reales del suelo.
- Ordenar, dirigir y vigilar la ejecución material con arreglo al proyecto, a las normas técnicas y a las reglas de buena construcción.
- Asistir a las obras, cuantas veces lo requiera su naturaleza y complejidad, a fin de resolver las contingencias que se produzcan e impartir las instrucciones complementarias que sean precisas para conseguir la correcta solución.
- Coordinar la intervención en obra de otros técnicos que, en su caso, concurren a la dirección con función propia en aspectos parciales de su especialidad.
- Realizar o disponer las pruebas y ensayos de materiales, instalaciones y demás unidades de obra según las frecuencias de muestreo programadas en el plan de control, así como efectuar las demás comprobaciones que resulten necesarias para asegurar la calidad constructiva, de acuerdo con el proyecto y la normativa técnica aplicable. De los resultados informará puntualmente al constructor, impartándole en su caso, las órdenes oportunas.
- Realizar las mediciones de obra ejecutada, realizar y aprobar las certificaciones parciales, realizar y aprobar la certificación final de obra, y asesorar al promotor en el acto de la recepción.
- Suscribir el certificado final de obra.

## 1.2. EL CONSTRUCTOR



#### **Artículo 4:**

El Constructor o Contratista habrá de proporcionar toda clase de facilidades al Director de obra, o a sus subalternos a fin de que estos puedan desempeñar su trabajo con la máxima eficacia. Específicamente corresponde al Constructor:

- Organizar los trabajos de construcción, redactando los planes de obra que se precisen y proyectando o autorizando las instalaciones provisionales y medios auxiliares de la obra.
- Elaborar, cuando se requiera, el Plan de Seguridad e Higiene de la obra en aplicación del estudio correspondiente y disponer en todo caso la ejecución de medidas preventivas, velando por su cumplimiento y por la observación de la normativa vigente en materia de seguridad e higiene en el trabajo.
- Suscribir con el Director de Obra el acta de replanteo de la obra.
- Ostentar la jefatura de todo el personal que intervenga en la obra y coordinar las intervenciones de los subcontratistas.
- Asegurar la idoneidad de todos y cada uno de los materiales y elementos constructivos que se utilicen, comprobando los preparados en obra y rechazando, por iniciativa propia o prescripción del Director de Obra, los suministros o prefabricados que no cuenten con las garantías o documentos de idoneidad requeridos por las normas de aplicación.
- Custodiar el Libro de órdenes y seguimiento de la obra, y dar el enterado a las anotaciones que se practiquen en el mismo.
- Facilitar al Director de Obra con antelación suficiente, los materiales precisos para el cumplimiento de su cometido.
- Preparar las certificaciones parciales de obra y la propuesta de liquidación final.
- Suscribir con el Promotor las actas de recepción provisional y definitiva.
- Concertar los seguros de accidentes de trabajo y de daños a terceros durante la obra.

## **2. DE LAS OBLIGACIONES Y DERECHOS GENERALES DE CONSTRUCTOR Y CONTRATISTA**

### **2.1. VERIFICACIÓN DE LOS DOCUMENTOS DEL PROYECTO**

#### **Artículo 5:**



Antes de dar comienzo a las obras e inmediatamente después de recibidos, el Constructor deberá confrontar la documentación relacionada con el proyecto que le haya sido aportada y deberá informar con la mayor brevedad posible al Director de las Obras sobre cualquier discrepancia, contradicción u omisión solicitando las aclaraciones pertinentes.

## 2.2. PLAN DE SEGURIDAD E HIGIENE

### Artículo 6:

El Constructor, a la vista del Proyecto de Ejecución conteniendo, en su caso, el Estudio de Seguridad e Higiene, presentará el Plan de Seguridad e Higiene de la obra a la aprobación del Director de Obra de la dirección facultativa.

## 2.3. OFICINA DE LA OBRA

### Artículo 7:

El Constructor habilitará en la obra una oficina en la que existirá una mesa o tablero adecuado, en el que puedan extenderse y consultarse los planos. En dicha oficina tendrá siempre el Contratista a disposición del Director de Obra de la Dirección Facultativa:

- El proyecto de Ejecución completo, incluidos los complementos que en su caso redacte el Ingeniero proyectista o Director de Obra.
- La Licencia de Obras.
- El libro de Órdenes y Asistencias.
- El Plan de Seguridad e Higiene.
- El libro de incidencias.
- El Reglamento y Ordenanza de Seguridad e Higiene en el Trabajo.
- La documentación de los seguros mencionada en el artículo 4º, décimo punto. Dispondrá además el Constructor una oficina para la Dirección Facultativa, convenientemente acondicionada para que en ella se pueda trabajar con normalidad a cualquier hora de la jornada.

## 2.4. PRESENTACIÓN DEL CONTRATISTA

### Artículo 8:

El Constructor viene obligado a comunicar a la propiedad la persona designada como delegado suyo en la obra, que tendrá carácter de Jefe de la misma, con dedicación plena, y con facultades para representarle y adoptar en todo momento cuantas decisiones competan a la contrata. Serán sus funciones



las del Constructor según se especifica en el artículo 4º. Cuando la importancia de las obras lo requiera y así se consigne en el Pliego de "Condiciones Particulares de Índole Facultativa", el Delegado del Contratista será un facultativo de grado superior o grado medio, según los casos. El Pliego de Condiciones Particulares determinará el personal facultativo o especialista que el Constructor se obligue a mantener en la obra como mínimo, y el tiempo de dedicación comprometido. El incumplimiento de esta obligación o, en general, la falta de cualificación suficiente por parte del personal según la naturaleza de los trabajos, facultará al Director de Obra para ordenar la paralización de las obras, sin derecho a reclamación alguna, hasta que se subsane la deficiencia.

## **2.5. PRESENCIA DEL CONSTRUCTOR EN LA OBRA**

### **Artículo 9:**

El Jefe de obra, por sí o por medio de sus técnicos o encargados, deberá estar presente durante la jornada legal de trabajo y acompañará al Director de obra en las visitas que haga a las obras, poniéndose a su disposición para la práctica de los reconocimientos que se consideren necesarios y suministrándoles los datos precisos para la comprobación de mediciones y liquidaciones.

## **2.6. TRABAJOS NO ESTIPULADOS EXPRESAMENTE**

### **Artículo 10:**

Es obligación de la contrata el ejecutar cuando sea necesario para la buena construcción y aspecto de las obras, aun cuando no se halle expresamente determinado en los documentos del Proyecto, siempre que, sin separarse de su espíritu y recta interpretación, lo disponga el Director de obra dentro de los límites de posibilidades que los presupuestos habiliten para cada unidad de obra y tipo de ejecución. En defecto de especificación en el Pliego de Condiciones particulares, se entenderá que requiere reformado de proyecto con consentimiento expreso de la propiedad, toda variación que suponga incremento de precios de alguna unidad de obra en más del 20 % o del total del presupuesto en más de un 10%.

## **2.7. INTERPRETACIONES, ACLARACIONES Y MODIFICACIONES DE LOS DOCUMENTOS DEL PROYECTO**

### **Artículo 11:**

Cuando se trate de aclarar, interpretar o modificar preceptos de los Pliegos de Condiciones o indicaciones de los planos o croquis, las órdenes e instrucciones correspondientes se comunicarán precisamente por escrito al Constructor, estando éste obligado a su vez a devolver los originales o las copias suscribiendo con su firma el enterado, que figurará al pie de todas las órdenes, avisos o instrucciones que reciba del Director de obra. Cualquier reclamación que en contra de las disposiciones tomadas por éstos crea oportuno hacer el Constructor, habrá de dirigirla, dentro del plazo de tres días,



a quien la hubiere dictado, el cual dará al Constructor el correspondiente recibo, si éste lo solicitase.

#### **Artículo 12:**

El Constructor podrá requerir al Director de Obra las instrucciones o aclaraciones que se precisen para la correcta interpretación y ejecución de lo proyectado.

### **2.8. RECLAMACIONES CONTRA LAS ÓRDENES DE LA DIRECCIÓN FACULTATIVA**

#### **Artículo 13:**

Las reclamaciones que el Contratista quiera hacer contra las órdenes o instrucciones dimanadas de la Dirección Facultativa, sólo podrá presentarlas, a través del Director de obra, ante la propiedad, si son de orden económico y de acuerdo a las condiciones estipuladas en los Pliegos de Condiciones correspondientes. Contra disposiciones de orden técnico del Ingeniero Técnico Director de obra, no se admitirá reclamación alguna, pudiendo el contratista salvar su responsabilidad, si lo estima oportuno, mediante exposición razonada dirigida al Director de obra, el cual podrá limitar su contestación al acuse de recibo, que en todo caso será obligatorio para este tipo de reclamaciones.

### **2.9. RECUSACIÓN POR EL CONTRARISTA DEL PERSONAL NOMBRADO POR EL DIRECTOR DE OBRA**

#### **Artículo 14:**

El Constructor no podrá recusar al Director de obra o personal encargado por éstos de la vigilancia de las obras, ni pedir que por parte de la propiedad se designen otros facultativos para los reconocimientos y mediciones. Cuando se crea perjudicado por la labor de éstos, procederá de acuerdo con lo estipulado en el artículo precedente, pero son que por esta causa puedan interrumpirse ni perturbarse la marcha de los trabajos.

### **2.10. FALTA DE PERSONAL**

#### **Artículo 15:**

El Director de obra, en supuestos de desobediencia a sus instrucciones, manifiesta incompetencia o negligencia grave que comprometan o perturben la marcha de los trabajos, podrá requerir al Contratista que aparte de la obra a los dependientes u operarios causantes de la perturbación.

#### **Artículo 16:**

El Contratista podrá subcontratar capítulos o unidades de obra a otros contratistas e industriales, con sujeción en su caso a lo estipulado en el Pliego



de Condiciones particulares, y sin perjuicio de sus obligaciones como Contratista general de la obra.

### **3. PRESCRIPCIONES GENERALES RELATIVAS A LOS TRABAJOS, A LOS MATERIALES Y A LOS MEDIOS**

#### **3.1. CAMINOS Y ACCESOS**

##### **Artículo 17:**

El Constructor dispondrá por su cuenta los accesos a la obra y el cerramiento o vallado de ésta. El Director de obra podrá exigir su modificación o mejora.

#### **3.2. REPLANTEO**

##### **Artículo 18:**

Antes de dar comienzo las obras, el Ingeniero Director, junto al personal subalterno necesario y en presencia del Contratista o su representante, procederá al replanteo general de la obra. El Constructor se hará cargo de las estacas, señales y referencias que se dejen en el terreno como consecuencia del replanteo iniciará las obras con el replanteo de las mismas en el terreno, señalando las referencias principales que mantendrá como base de ulteriores replanteos parciales. Dichos trabajos se considerarán a cargo del Contratista e incluidos en su oferta. El Director podrá ejecutar u ordenar cuantos replanteos parciales considere necesarios durante el periodo de construcción para que las obras se realicen conforme al proyecto y a las modificaciones del mismo que sean aprobadas.

#### **3.3. COMIENZO DE LA OBRA. RITMO DE EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS**

##### **Artículo 19:**

El Constructor dará comienzo a las obras en el plazo marcado en el Pliego de Condiciones particulares, desarrollándolas en la forma necesaria para que dentro de los periodos parciales en aquel ejecutados los trabajos correspondientes y, en consecuencia, la ejecución total se lleve a efecto dentro del plazo exigido en el Contrato. Obligatoriamente y por escrito deberá el contratista dar cuenta al Director de Obra del comienzo de los trabajos al menos con tres días de antelación.

#### **3.4. ORDEN DE LOS TRABAJOS**

##### **Artículo 20:**

En general, la determinación del orden de los trabajos será compatible con los plazos programados y es facultad de la contrata, salvo aquellos casos en





que, por circunstancias de orden técnico, estime conveniente su variación la Dirección Facultativa.

### **3.5. FACILIDADES PARA OTROS CONTRATISTAS**

#### **Artículo 21:**

De acuerdo con lo que requiera la Dirección Facultativa, el Contratista General deberá dar todas las facilidades razonables para la realización de los trabajos que les sean encomendados a todos los demás contratistas que intervengan en la obra. Ello sin perjuicio de las compensaciones económicas a que haya lugar entre Contratistas por utilización de medios auxiliares o suministros de energía u otros conceptos. En caso de litigio, ambos contratistas estarán a lo que resuelva la Dirección Facultativa.

### **3.6. AMPLIACIÓN DEL PROYECTO POR CAUSAS IMPREVISTAS O DE FUERZA MAYOR**

#### **Artículo 22:**

Cuando sea preciso por motivo imprevisto o por cualquier accidente ampliar el Proyecto, no se interrumpirán los trabajos, continuándose siguiendo una recta interpretación del proyecto y según las instrucciones dadas por el Director de obra, en tanto se formula o tramita el Proyecto Reformado. El Constructor está obligado a realizar con su personal y sus materiales cuanto la Dirección de las obras disponga para apeos, apuntalamientos, derribos, recalzos o cualquier otra obra de carácter urgente, anticipando de momento este servicio, cuyo importe le será consignado en un presupuesto adicional o abonado directamente, de acuerdo con lo que se convenga.

### **3.7. PRÓRROGA POR CAUSA DE FUERZA MAYOR**

#### **Artículo 23:**

Si por causa de fuerza mayor o independiente de la voluntad del Constructor, éste no pudiese comenzar las obras, o tuviese que suspenderlas, o no le fuera posible terminarlas en los plazos prefijados, se le otorgará una prórroga proporcionada para el cumplimiento de la contrata, previo informe favorable del Director de Obra, la causa que impide la ejecución o la marcha de los trabajos y el retraso que por ello se originaría en los plazos acordados, razonando debidamente la prórroga que por dicha causa solicita.

### **3.8. RESPONSABILIDAD DE LA DIRECCIÓN FACULTATIVA EN EL RETRASO DE LA OBRA**

#### **Artículo 24:**

El Contratista no podrá excusarse de no haber cumplido los plazos de las obras estipulados, alegando como causa la carencia de planos u órdenes de la



Dirección Facultativa, a excepción del caso en que habiéndolo solicitado por escrito no se lo hubiesen proporcionado.

### 3.9. CONDICIONES GENERALES DE EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS

#### Artículo 25:

Todos los trabajos se ejecutarán con estricta sujeción al Proyecto, a las modificaciones del mismo que previamente hayan sido aprobadas y a las órdenes e instrucciones que bajo su responsabilidad y por escrito entregue el Director de Obra al Constructor, dentro de las limitaciones presupuestarias y de conformidad con lo especificado en el artículo 10.

### 3.10. OBRAS OCULTAS

#### Artículo 26:

De todos los trabajos y unidades de obra que hayan de quedar ocultos a la terminación del edificio, se levantarán los planos precisos para que queden perfectamente definidos; estos documentos se extenderán por triplicado, entregándose una al Director de obra, otro al Promotor y otro al Contratista, firmados todos ellos por los tres. Dichos planos, que deberán ir suficientemente acotados, se considerarán documentos indispensables e irrecusables para efectuar las mediciones.

### 3.11. TRABAJOS DEFECTUOSOS

#### Artículo 27:

El Constructor debe emplear los materiales que cumplan las condiciones exigidas en las "Condiciones Generales y Particulares de índole técnica" del Pliego de Condiciones y realizará todos y cada uno de los trabajos contratados de acuerdo con lo especificado también en dicho documento. Por ello, y hasta que tenga lugar la recepción definitiva del proyecto, es responsable de la ejecución de los trabajos que ha contratado y de las faltas y defectos que en éstos puedan existir por su mala ejecución o por la deficiente calidad de los materiales empleados o aparatos colocados, sin que le exonere de responsabilidad el control que compete al Director de obra, ni tampoco el hecho de que estos trabajos hayan sido valorados en las certificaciones parciales de obra, que siempre se entenderán extendidas y abonadas a buena cuenta.

Como consecuencia de lo anteriormente expresado, cuando el Director de obra advierta vicios o defectos en los trabajos ejecutados, o que los materiales empleados o los aparatos colocados no reúnen las condiciones preceptuadas, ya sea en el curso de la ejecución de los trabajos, o finalizados éstos, y antes de verificarse la recepción definitiva de la obra, podrá disponer que las partes defectuosas sean demolidas y reconstruidas de acuerdo con lo contratado, y todo ello a expensas de la contrata.

### 3.12. VICIOS OCULTOS

#### Artículo 28:

Si el Director de obra tuviese fundadas razones para creer en la existencia de vicios ocultos de construcción en las obras ejecutadas, ordenará efectuar en cualquier tiempo, y antes de la recepción definitiva, los ensayos, destructivos o no, que crea necesarios para reconocer los trabajos que suponga defectuosos. Los gastos que se ocasionen serán de cuenta del Constructor, siempre que los vicios existan realmente. En caso contrario serán a cargo de la Propiedad.

### 3.13. DE LOS MATERIALES Y DE LOS APARATOS. SU PROCEDENCIA

#### Artículo 29:

El Constructor tiene libertad de proveerse de los materiales y aparatos de todas clases en los puntos que le parezca conveniente, excepto en los casos en que el Pliego Particular de Condiciones Técnicas preceptúe una procedencia determinada. Todos los materiales serán de la mejor calidad y su colocación será perfecta. Tendrán las dimensiones que marquen los documentos del Proyecto y la Dirección Facultativa. El transporte, manipulación y empleo de los materiales se hará de manera que no queden alteradas sus características ni sufran deterioro sus formas o dimensiones. Obligatoriamente, y antes de proceder a su empleo o acopio, el Constructor deberá presentar al Director de obra una lista completa de los materiales y aparatos que vaya a utilizar en la que se especifiquen todas las indicaciones sobre marcas, calidades, procedencia e idoneidad de cada uno de ellos.

### 3.14. PRESENTACIÓN DE MUESTRA

#### Artículo 30:

A petición del Director de obra, el constructor le presentará las muestras de los materiales antes de sin cuya aprobación no podrán utilizarse en la construcción.

### 3.15. MATERIALES NO UTILIZABLES

#### Artículo 31:

El Constructor, a su costa, transportará y colocará, agrupándolos ordenadamente y en el lugar adecuado, los materiales procedentes de las excavaciones, derribos, etc., que no sean utilizables en la obra. Se retirarán de ésta o se llevarán al vertedero, cuando así estuviese establecido en el Pliego de Condiciones Particulares vigente en la obra. Si no se hubiese preceptuado nada sobre el particular, se retirarán de ella cuando así lo ordene el Director de Obra, pero acordando previamente con el Constructor su justa tasación, teniendo en cuenta el valor de dichos materiales y los gastos de su transporte.

### 3.16. MATERIALES Y APARATOS DEFECTUOSOS

**Artículo 32:**

Cuando los materiales, elementos de instalaciones o aparatos no fuesen de la calidad prescrita en este Pliego, o no tuvieran la preparación en él exigida o, en fin, cuando ante la falta de prescripciones formales de aquel se reconociera o demostrara que no eran adecuados para su objeto, el Director de obra dará orden al Constructor de sustituirlos por otros que satisfagan las condiciones o llenen el objeto a que se destinen. Si a los quince días de recibir el Constructor orden de que retire los materiales que no estén en condiciones, no ha sido cumplida, podrá hacerlo la Propiedad cargando los gastos a la Contrata. Si los materiales, elementos de instalaciones o aparatos fueran defectuosos, pero aceptables a juicio del Director de obra, se recibirán pero con la rebaja del precio de aquel que determine, a no ser que el Constructor prefiera sustituirlos por otros en condiciones.

**3.17. GASTOS OCASIONADOS POR PRUEBAS Y ENSAYOS****Artículo 33:**

Todas las pruebas, análisis y ensayos de materiales o elementos que intervengan en la ejecución de las obras serán verificados conforme indique el director de obra y serán de cuenta de la contrata todos los gastos que ello origine. Se incluye el coste de los materiales que se ha de ensayar, la mano de obra, herramientas, transporte, gastos de toma de muestras, minutas de laboratorio, tasas, etc. Todo ensayo que no haya resultado satisfactorio o que no ofrezca las garantías suficientes, podrá comenzarse de nuevo a cargo del mismo.

**3.18. LIMPIEZA DE LAS OBRAS****Artículo 34:**

Es obligación del Constructor mantener limpias las obras y sus alrededores, tanto de escombros como de material sobrante, hacer desaparecer las instalaciones provisionales que no sean necesarias, así como adoptar las medidas y ejecutar todos los trabajos que sean necesarios para que la obra ofrezca buen aspecto.

**3.19. OBRAS SIN PRESCRIPCIONES****Artículo 35:**

En la ejecución de trabajos que entran en la construcción de las obras y para los cuales no existan prescripciones consignadas explícitamente en éste Pliego ni en la restante documentación del Proyecto, el Constructor se atenderá, en primer término, a las instrucciones que dicte la Dirección Facultativa de las obras y, en segundo lugar, a las reglas y prácticas de la buena construcción.

**4. DE LAS RECEPCIONES DE PROYECTOS Y OBRAS AJENAS**

#### 4.1. DE LAS RECEPCIONES PROVISIONALES

##### Artículo 36:

Treinta días antes de dar fin a las obras, comunicará el Director de obra a la Propiedad la proximidad de su terminación a fin de convenir la fecha para el acto de recepción provisional.

Esta se realizará con la intervención de la Propiedad, del Constructor y del Director de obra. Se convocará también a los restantes técnicos que, en su caso, hubiesen intervenido en la dirección con función propia en aspectos parciales o unidades especializadas. Practicado un detenido reconocimiento de las obras, se extenderá un acta con tantos ejemplares como intervinientes y firmados por todos ellos. Desde esta fecha empezará a correr el plazo de garantía, si las obras se hallasen en estado de ser admitidas. Seguidamente, los Técnicos de la Dirección Facultativa extenderán el correspondiente Certificado de final de obra.

Cuando las obras no se hallen en estado de ser recibidas, se hará constar en el acta y se darán al Constructor las oportunas instrucciones para remediar los defectos observados, fijando un plazo para subsanarlos, expirado el cual, se efectuará un nuevo reconocimiento a fin de proceder a la recepción provisional de la obra. Si el Constructor no hubiese cumplido, podrá declararse resuelto el contrato, con pérdida de la fianza.

#### 4.2. DOCUMENTACIÓN FINAL DE LA OBRA

##### Artículo 37:

El Director de obra facilitará a la Propiedad la documentación final de las obras, con las especificaciones y contenido dispuestos por la legislación vigente.

#### 4.3. MEDICIÓN DEFINITIVA DE LOS TRABAJOS Y LIQUIDACIÓN PROVISIONAL DE LA OBRA

##### Artículo 38:

Recibidas provisionalmente las obras, se procederá inmediatamente por el Director de obra a su medición definitiva, con precisa asistencia del Constructor o de su representante. Se extenderá la oportuna certificación por triplicado que servirá para el abono por la Propiedad del saldo resultante salvo la cantidad retenida en concepto de fianza.

#### 4.4. PLAZO DE GARANTÍA

##### Artículo 39:



El plazo de garantía deberá estipularse en el Pliego de Condiciones Particulares y en cualquier caso nunca deberá ser inferior a nueve meses.

#### **4.5. CONSERVACIÓN DE LAS OBRAS RECIBIDAS PROVISIONALMENTE**

##### **Artículo 40:**

Los gastos de conservación durante el plazo de garantía comprendido entre las recepciones provisional y definitiva, correrán a cargo del Contratista. Si el edificio fuese ocupado o utilizado antes de la recepción definitiva, la guardería, limpieza y reparaciones causadas por uso corriente correrán a cargo del propietario y las reparaciones por vicios de obra o por defectos en las instalaciones, serán a cargo de la contrata.

#### **4.6. DE LA RECEPCIÓN DEFINITIVA**

##### **Artículo 41:**

La recepción definitiva se verificará después de transcurrido el plazo de garantía en igual forma y con las mismas formalidades que la provisional, a partir de cuya fecha cesará la obligación del Constructor de reparar a su cargo aquellos desperfectos inherentes a la normal conservación de los edificios y quedarán solo subsistentes todas responsabilidades que pudieran alcanzarle por vicios de la construcción.

#### **4.7. PRÓRROGA DEL PLAZO DE GARANTÍA**

##### **Artículo 42:**

Si al proceder al reconocimiento para la recepción definitiva de la obra, no se encontrase ésta en las condiciones debidas, se aplazará dicha recepción definitiva y el Director de obra marcará al Constructor los plazos y formas en que deberán realizarse las obras necesarias y, de no efectuarse dentro de aquellos, podrá resolverse el contrato con la pérdida de la fianza.

#### **4.8. DE LAS RECEPCIONES DE TRABAJOS CUYA CONTRARA HAYA SIDO RESCINDIDA**

##### **Artículo 43:**

En el caso de resolución del contrato, el Contratista vendrá obligado a retirar, en el plazo que se fije en el Pliego de Condiciones particulares, la maquinaria, medios auxiliares, instalaciones, etc., a resolver los subcontratos que tuviese concertados y a dejar la obra en condiciones de ser reanudada por otra empresa. Las obras y trabajos terminados por completo se recibirán provisionalmente con los trámites establecidos en el artículo 34. Transcurrido el plazo de garantía se recibirán de forma definitiva, según lo dispuesto en los artículos 38 y 39 de este Pliego.



Para las obras y trabajos no terminados pero aceptables a juicio del Director de obra, se efectuará una sola y definitiva recepción.

## CONDICIONES ECONÓMICAS

### 1. PRINCIPIO GENERAL

#### Artículo 44:

Todos los que intervienen en el proceso de construcción tienen derecho a percibir puntualmente las cantidades devengadas por su correcta actuación con arreglo a las condiciones contractualmente establecidas.

#### Artículo 45:

La propiedad, el contratista y, en su caso, los técnicos pueden exigirse recíprocamente las garantías adecuadas al cumplimiento puntual de sus obligaciones de pago.

### 2. FINANZAS

#### Artículo 46:

El Contratista prestará fianza con arreglo a alguno de los siguientes procedimientos, según se estipule:

- Depósito previo, en metálico o valores, o aval bancario, por importe entre el 3 % y 10 % del precio total de la contrata.
- Mediante retención en las certificaciones parciales o pagos a cuenta en igual proporción.

#### 2.1. FIANZA PROVISIONAL

##### Artículo 47:

En el caso de que la obra se adjudique por subasta pública, el depósito provisional para tomar parte en ella se especificará en el anuncio de la misma, y su cuantía será de ordinario, y salvo estipulación distinta en el Pliego de Condiciones Particulares vigente en la obra, de un 3% como mínimo, del total del presupuesto de contrata. El Contratista a quien se haya adjudicado la ejecución de una obra o servicio para la misma, deberá depositar en el punto y plazo fijados en el anuncio de la subasta o el que se determine en el Pliego de Condiciones particulares del Proyecto, la fianza definitiva que se señale y, en su defecto, su importe será el 10 % de la cantidad por la que se haga la adjudicación de la obra, fianza que puede constituirse en cualquiera de las formas especificados en el apartado anterior. El plazo señalado en el párrafo anterior, y salvo condición expresa establecida en el Pliego de Condiciones particulares, no excederá de treinta días naturales a partir de la fecha en que se le comunique la adjudicación, y dentro de él deberá presentar el adjudicatario

la carta de pago o recibido que acredite la constitución de la fianza a que se refiere el mismo párrafo. La falta de cumplimiento de este requisito dará lugar a que se declare nula la adjudicación, y el adjudicatario perderá el depósito provisional que hubiese hecho para tomar parte en la subasta.

## **2.2. EJECUCIÓN DE TRABAJOS CON CARGO A LA FIANZA**

### **Artículo 48:**

Si el Contratista se negase a hacer por su cuenta los trabajos precisos para ultimar la obra en las condiciones contratadas, el Director de obra, en nombre y representación del Propietario, los ordenará ejecutar a un tercero, o, podrá realizarlos directamente por administración, abonando su importe con la fianza depositada, sin perjuicio de las acciones a que tenga derecho el Propietario, en el caso de que el importe de la fianza no bastase para cubrir el importe de los gastos efectuados en las unidades de obra que no fuesen de recibo.

## **2.3. DE SU DEVOLUCIÓN EN GENERAL**

### **Artículo 49:**

La fianza retenida será devuelta al Contratista en un plazo que no excederá de treinta días una vez firmada el Acta de Recepción Definitiva de la obra. La Propiedad podrá exigir que el Contratista le acredite la liquidación y finiquito de sus deudas causadas por la ejecución de la obra, tales como salarios, suministros, subcontratos...

## **2.4. DEVOLUCIÓN DE LA FIANZA EN EL CASO DE EFECTUARSE RECEPCIONES PARCIALES**

### **Artículo 50:**

Si la Propiedad, con la conformidad del Director de obra, accediera a hacer recepciones parciales, tendrá derecho el Contratista a que se le devuelva la parte proporcional de la fianza.

## **3. DE LOS PRECIOS**

### **3.1. COMPOSICIÓN DE LOS PRECIOS UNITARIOS**

#### **Artículo 51:**

El cálculo de los precios de las distintas unidades de obra es el resultado de sumar los costes directos, los indirectos, los gastos generales y el beneficio industrial.

Se considerarán costes directos:

La mano de obra, con sus pluses y cargas y seguros sociales, que interviene directamente en la ejecución de la unidad de obra.





- Los materiales, a los precios resultantes a pie de obra, que queden integrados en la unidad de que se trate o que sean necesarios para su ejecución.
- Los equipos y sistemas técnicos de seguridad e higiene para la prevención y protección de accidentes y enfermedades profesionales.
- Los gastos de personal, combustible, energía, etc., que tengan lugar por el accionamiento o funcionamiento de la maquinaria e instalaciones utilizadas en la ejecución de la unidad de obra.
- Los gastos de amortización y conservación de la maquinaria, instalaciones, sistemas y equipos anteriormente citados.

Se considerarán costes indirectos:

- Los gastos de instalación de oficinas a pie de obra, comunicaciones, edificación de almacenes, talleres, pabellones temporales para obreros, laboratorios, seguros, etc.,
- Los del personal técnico y administrativo adscrito exclusivamente a la obra y los imprevistos. Todos estos gastos, se cifrarán en un porcentaje de los costes directos.

Se considerarán gastos generales:

Los gastos generales de empresa, gastos financieros, cargas fiscales y tasas de la Administración, legalmente establecidos. Se cifrarán como un porcentaje de la suma de los costes directos e indirectos (en los contratos de obras de la Administración pública este porcentaje se establece entre un 13 y un 17 %). Beneficio industrial:

El beneficio industrial del Contratista se establece en el 6 % sobre la suma de las anteriores partidas. Precio de Ejecución material:

Se denomina Precio de Ejecución material el resultado obtenido por la suma de los anteriores conceptos a excepción del Beneficio Industrial.

Precio de Contrata:

El precio de Contrata es la suma de los costes directos, indirectos, los Gastos Generales y el Beneficio Industrial. El IVA gira sobre esta suma pero no integra el precio.

### **3.2. PRECIO DE CONTRATA. IMPORTE DE CONTRATA**

#### **Artículo 52:**



En el caso de que los trabajos a realizar en un edificio u obra aneja cualquiera se contratasen a riesgo y ventura, se entiende por Precio de contrata el que importa el coste total de la unidad de obra, es decir, el precio de Ejecución material, más el tanto por ciento sobre este último precio en concepto de Beneficio Industrial del Contratista. El beneficio se estima normalmente, en 6 %, salvo que en las condiciones particulares se establezca otro distinto.

### 3.3. PRECIOS CONTRADICTORIOS

#### Artículo 53:

Se producirán precios contradictorios sólo cuando la Propiedad por medio del Director de obra decida introducir unidades o cambios de calidad en alguna de las previstas, o cuando sea necesario afrontar alguna circunstancia imprevista. El Contratista estará obligado a efectuar los cambios. A falta de acuerdo, el precio se resolverá contradictoriamente entre el

Director de obra y el Contratista antes de comenzar la ejecución de los trabajos y en el plazo que se determine en el Pliego de Condiciones particulares, siempre teniendo en cuenta la descomposición de precios del cuadro correspondiente. Si subsiste la diferencia se acudirá, en primer lugar al banco de precios de uso más frecuente en la localidad.

Los contradictorios que hubiere se referirán siempre a los precios unitarios de la fecha del contrato.

### 3.4. RECLAMACIONES DE AUMENTO DE PRECIOS POR CAUSAS DIVERSAS

#### Artículo 54:

Si el Contratista, antes de la firma del contrato, no hubiese hecho la reclamación u observación oportuna, no podrá bajo ningún pretexto de error u omisión reclamar aumento de los precios fijados en el cuadro correspondiente del presupuesto que sirva de base para la ejecución de las obras (con referencia a Facultativas).

### 3.5. FORMAS TRADICIONALES DE MEDIR O DE APLICAR PRECIOS

#### Artículo 55:

En ningún caso podrá alegar el Contratista los usos y costumbres del país respecto de la aplicación de los precios o de la forma de medir las unidades de obra ejecutadas, se estará a lo previsto en primer lugar, al Pliego General de Condiciones Particulares.

### 3.6. DE LA REVISION DE LOS PRECIOS CONTRATADOS

#### Artículo 56:



Contratándose las obras a riesgo y ventura, no se admitirá la revisión de los precios en tanto que el incremento no alcance, en la suma de las unidades que falten por realizar de acuerdo con el Calendario, un montante superior al 3% del importe del presupuesto de Contrato. Caso de producirse variaciones en alza superiores a este porcentaje, se efectuará la correspondiente revisión de acuerdo con la fórmula establecida en el Pliego de Condiciones Particulares, percibiendo el Contratista la diferencia en más que resulte por la variación del IPC superior al 3 %. No habrá revisión de precios de las unidades que puedan quedar fuera de los plazos fijados en el Calendario de la oferta.

### 3.7. ACOPIO DE MATERIALES

#### Artículo 57:

El Contratista queda obligado a ejecutar los acopios de materiales o aparatos de obra que la Propiedad ordene por escrito. Los materiales acopiados, una vez abonados por el Propietario, son de la exclusiva propiedad de ésta; de su guarda y conservación será responsable el Contratista.

## 4. OBRAS POR ADMINISTRACIÓN

### 4.1. ADMINISTRACIÓN

#### Artículo 58:

Se denominan "Obras por Administración" aquellas en las que las gestiones que se precisan para su realización las lleva directamente el propietario, bien por sí o por un representante suyo o bien por mediación de un constructor. Las obras por administración se clasifican en las dos modalidades siguientes:

- Obras por administración directa.
- Obras por administración delegada o indirecta.

### 4.2. OBRAS POR ADMINISTRACIÓN DIRECTA

#### Artículo 59:

Se denominan "Obras por Administración Directa" aquellas en las que el Propietario por sí o por mediación de un representante suyo, que puede ser el propio Director de obra, expresamente autorizado a estos efectos, lleve directamente las gestiones precisas para la ejecución de la obra, adquiriendo los materiales, contratando su transporte a la obra y, en suma, interviniendo directamente en todas las operaciones precisas para que el personal y los obreros contratados por él puedan realizarla; en estas obras el constructor, si lo hubiese, o el encargado de su realización, es un mero dependiente del propietario, ya sea como empleado suyo o como autónomo contratado por él, que es quién reúne en sí, por tanto, la doble personalidad de Propietario y Contratista.

### 4.3. OBRAS POR ADMINISTRACIÓN DELEGADA O INDIRECTA

#### Artículo 60:

Se entiende por "Obras de Administración Delegada o Indirecta" la que conviene un Propietario y un Constructor para que éste, por cuenta de aquel y como delegado suyo, realice las gestiones y los trabajos que se precisen y se convengan. Son por tanto, características peculiares de las "Obras por Administración Delegada o Indirecta" las siguientes:

Por parte del Propietario, la obligación de abonar directamente o por mediación del Constructor todos los gastos inherentes a la realización de los trabajos convenidos reservándose el Propietario la facultad de poder ordenar, bien por sí o por medio del Director de obra en su representación, el orden o la marcha de los trabajos, la elección de los materiales y los aparatos que en los trabajos han de emplearse y, en suma, todos los elementos que crea preciso para regular la realización de los trabajos convenidos.

Por parte del Constructor, la obligación de llevar la gestión práctica de los trabajos, aportando sus conocimientos constructivos, los medios auxiliares precisos y, en suma, todo lo que, en armonía con su cometido, se requiera para la ejecución de los trabajos, percibiendo por ello del Propietario un tanto por ciento prefijado sobre el importe total de los gastos efectuados y abonados por el Constructor.

### 4.4. LIQUIDACIÓN DE OBRAS POR ADMINISTRACIÓN

#### Artículo 61:

Para la liquidación de los trabajos que se ejecuten por administración delegada o indirecta, regirán las normas que a tales fines se establezcan en las "Condiciones particulares de índole económica" vigentes en la obra; a falta de ellas, las cuentas de administración las presentará el Constructor al Propietario, en relación valorada a la que deberá acompañarse y agrupados en el orden que se expresan los documentos siguientes todos ellos conformados por el Director de obra:

Las facturas originales de los materiales adquiridos para los trabajos y el documento adecuado que justifique el depósito o el empleo de dichos materiales en la obra.

Las nóminas de los jornales abonados, ajustadas a lo establecido en la legislación vigente, especificando el número de horas trabajadas en la obra por los operarios de cada oficio y su categoría, acompañando a dichas nóminas una relación numérica de los encargados, capataces, jefes de equipo, oficiales y ayudantes de cada oficio, peones especializados y sueltos, listeros, guardas, etc., que hayan trabajado en la obra durante el plazo de tiempo a que correspondan las nóminas que se presentan.



- Las facturas originales de los transportes de materiales puestos en la obra o de retirada de escombros.
- Los recibos de licencias, impuestos y demás cargas inherentes a la obra que haya pagado o en cuya gestión haya intervenido el Constructor, ya que su abono es siempre a cuenta del Propietario.
- A la suma de todos los gastos inherentes a la propia obra en cuya gestión o pago haya intervenido el Constructor se le aplicará, a falta de convenio especial, un quince por ciento (15%), entendiéndose que en este porcentaje están incluidos los medios auxiliares y los de seguridad preventivos de accidentes, los Gastos Generales que al Constructor originen los trabajos por administración que realiza y el Beneficio Industrial del mismo.

#### **4.5. ABONO AL CONSTRUCTOR DE LAS CUENTAS DE ADMINISTRACIÓN**

##### **Artículo 62:**

Salvo pacto distinto, los abonos al Constructor de las cuentas de Administración delegada los realizará el Propietario mensualmente según las partes de trabajos realizados aprobados por el Propietario o por su delegado representante. Independientemente, el Director de obra redactará, con igual periodicidad, la mediación de la obra realizada, valorándola con arreglo al presupuesto aprobado. Estas valoraciones no tendrán efectos para los abonos al Constructor salvo que se hubiese pactado lo contrario contractualmente.

#### **4.6. NORMAS PARA LA ADQUISICIÓN DE LOS MATERIALES Y APARATOS**

##### **Artículo 63:**

No obstante las facultades que en estos trabajos por Administración delegada se reserva el Propietario para la adquisición de los materiales y aparatos, si al Constructor se le autoriza para gestionarlos y adquiridos, deberán presentar al Propietario para la adquisición de los materiales y aparatos, si al Constructor se le autoriza para gestionarlos y adquirirlos, deberá presentar al Propietario, o en su representación al Director de obra, los precios y las muestras de los materiales y aparatos ofrecidos, necesitando su previa aprobación antes de adquirirlos.

#### **4.7. RESPONSABILIDADES DEL CONSTRUCTOR EN EL BAJO RENDIMIENTO DE LOS TRABAJADORES**

##### **Artículo 64:**

Si de los partes mensuales de obra ejecutada que preceptivamente debe presentar el Constructor al Director de obra, éste advirtiese que los

rendimientos de la mano de obra, en todas o en algunas de las unidades de obra ejecutada, fuesen notoriamente inferiores a los rendimientos normales generalmente admitidos para unidades de obra iguales o similares, se lo notificará por escrito al Constructor, con el fin de que éste haga las gestiones precisas para aumentar la producción en la cuantía señalada por el Director de obra. Si hecha notificación al Constructor, en los meses sucesivos, los rendimientos no llegasen a los normales, el Propietario queda facultado para resarcirse de la diferencia, rebajando su importe de 15 % que por los conceptos antes expresados correspondería abonarle al Constructor en las liquidaciones quincenales que preceptivamente deban efectuársele. En caso de no llegar ambas partes a un acuerdo en cuanto a los rendimientos de la mano de obra, se someterá el caso a arbitraje.

#### **4.8. RESPONSABILIDADES DEL CONSTRUCTOR**

##### **Artículo 65:**

En los trabajos de "Obras por Administración delegada", el Constructor solo será responsable de los defectos constructivos que pudieran tener los trabajos o unidades por el ejecutadas y también de los accidentes o perjuicios que pudieran sobrevenir a los obreros o a terceras personas por no haber tomado las medidas precisas que en las disposiciones legales vigentes se establecen. En cambio, y salvo lo expresado en el artículo 62 precedente, no será responsable del mal resultado que pudiesen dar los materiales y aparatos elegidos con arreglo a las normas establecidas en dicho artículo. En virtud de lo anteriormente consignado, el Constructor está obligado a reparar por su cuenta los trabajos defectuosos y a responder también de los accidentes o perjuicios expresados en el párrafo anterior.

### **5. DE LA VALORACIÓN Y ABONO DE LOS TRABAJOS**

#### **5.1. FORMAS VARIAS DE ABONO DE LAS OBRAS**

##### **Artículo 66:**

Según la modalidad elegida para la contratación de las obras y salvo que en el Pliego Particular de Condiciones Económicas, se preceptúe otra cosa, el abono de los trabajos se efectuará de la siguiente manera:

Tipo fijo o tanto alzado total. Se abonará la cifra previamente fijada como base de la adjudicación, disminuida en su caso en el importe de baja efectuada por el adjudicatario.

Tipo fijo o tanto alzado por unidad de obra, cuyo precio invariable se haya fijado de antemano, pudiendo variar solamente el número de unidades ejecutadas. Previa medición y aplicando al total de las diversas unidades de obra ejecutadas, del precio invariable estipulado de antemano para cada una de ellas, se abonará al contratista el importe de las comprendidas en los trabajos ejecutados y ultimados con arreglo y



sujeción a los documentos que constituyen el Proyecto, los que servirán de base para la medición y valoración de las diversas unidades.

Tanto variable por unidad de obra, según las condiciones en que se realice y los materiales autorizados en la forma que el presente "Pliego General de Condiciones Económicas" determina. Se abonará al Contratista en idénticas condiciones al caso anterior.

Por listas de jornales y recibos de materiales, autorizados en la forma que el presente "Pliego General de Condiciones Económicas" determina.

Por horas de trabajo, ejecutado en las condiciones determinadas en el Contrato.

## 5.2. RELACIONES VALORADAS Y CERTIFICACIONES

### Artículo 67:

En cada una de las épocas o fechas que se fijen en el contrato o en los "Pliegos de Condiciones Particulares" que rijan en la obra, formará con Contratista una relación valorada de las obras ejecutadas durante los plazos previstos, según la medición que habrá practicado el Director de obra. Lo ejecutado por el Contratista en las condiciones preestablecidas, se valorará aplicando al resultado de la medición general, cúbica, superficial, lineal, ponderal, o numeral correspondiente para cada unidad de obra, los precios señalados en el presupuesto para cada una de ellas, teniendo presente además lo establecido en el presente "Pliego General de Condiciones Económicas", respecto a mejoras o sustituciones de material y a las obras accesorias y especiales, etc. Al Contratista, que podrá presenciar las mediciones necesarias para extender dicha relación, se le facilitarán por el Director de obra los datos correspondientes de la relación valorada, acompañándolos de una nota de envío, al objeto de que, dentro del plazo de diez días a partir de la fecha del recibo de dicha nota, pueda el Contratista examinarlos o devolverlos firmados con su conformidad o hacer, en caso contrario, las observaciones o reclamaciones que considere oportunas. Dentro de los diez días siguientes a su recibo, el Director de obra aceptará o rechazará las reclamaciones del Contratista si las hubiera, dando cuenta al mismo de su resolución, pudiendo éste, en el segundo caso, acudir ante el Propietario contra la resolución del Director de obra en la forma prevenida en los "Pliegos Generales de Condiciones Facultativas y Legales".

Tomando como base la relación valorada indicada en el párrafo anterior, expedirá el Director de obra la certificación de las ejecutadas. De su importe se deducirá el tanto por ciento que para la constitución de la fianza se haya preestablecido. El material acopiado a pie de obra por indicación expresa y por escrito del Propietario, podrá certificarse hasta el noventa por ciento de su importe, a los precios que figuren en los documentos del Proyecto, sin afectarlos del tanto por ciento de la contrata. Las certificaciones se remitirán al Propietario, dentro del mes siguiente al periodo a que se refieren y tendrán el



carácter de documento y entregas a buena cuenta, sujetas a las rectificaciones aprobación ni recepción de las obras que comprenden. Las relaciones valoradas contendrán solamente la obra ejecutada en el plazo a que la valoración se refiere. En el caso de que el Director de obra lo exigiera, las certificaciones se extenderán al origen.

### 5.3. MEJORAS DE OBRAS LIBREMENTE EJECUTADAS

#### Artículo 68:

Cuando el Contratista, incluso con autorización del Director de obra, emplease materiales de más esmerada preparación o de mayor tamaño que el señalado en el Proyecto o sustituyese una clase de fábrica con otra que tuviese asignado mayor precio, o ejecutase con mayores dimensiones cualquiera otra modificación que sea beneficiosa a juicio del Director de obra, no tendrá derecho, sin embargo, más que al abono de lo que pudiera corresponderle en el caso de que hubiese construido la obra con estricta sujeción a la proyectada y contratada o adjudicada.

### 5.4. ABONO DE TRABAJOS PRESUPUESTADOS CON PARTIDA ALZADA

#### Artículo 69:

Salvo lo preceptuado en el "Pliego de Condiciones Particulares de Índole Económica" vigente en la obra, el abono de los trabajos presupuestados en partida alzada, se efectuará de acuerdo con el procedimiento que corresponda entre los que a continuación se expresan:

- Si existiesen precios contratados para unidades de obra iguales, las presupuestadas mediante partida alzada, se abonarán previa medición y aplicación del precio establecido.
- Si existiesen precios contratados para unidades de obra similares, se establecerán precios contradictorios para las unidades con partida alzada, deducidos de los similares contratados.
- Si no existiesen precios contratados para unidades de obra iguales o similares, la partida alzada se abonará íntegramente al Contratista, salvo el caso de que en el Presupuesto de la obra se exprese que el importe de dicha partida debe justificarse, en cuyo caso, el Director de obra indicará al Contratista y con anterioridad a su ejecución, el procedimiento que ha de seguirse para llevar dicha cuenta, que en realidad será de Administración, valorándose los materiales y jornales a los precios que figuren en el Presupuesto aprobado o, en su defecto, a los que con anterioridad a la ejecución convengan las dos partes, incrementándose su importe total con el porcentaje que se fije en el Pliego de Condiciones Particulares de Gastos Generales y Beneficio Industrial del Contratista.



## 5.5. ABONO DE AGOTAMIENTOS Y OTROS TRABAJOS ESPECIALES NO CONTRATADOS

### Artículo 70:

Cuando fuese preciso efectuar agotamientos, inyecciones u otra clase de trabajos de cualquiera índole especial u ordinaria, que por no estar contratados no sean de cuenta del Contratista, y si no se contratasen con tercera persona, tendrá el Contratista la obligación de realizarlos y de satisfacer los gastos de toda clase que ocasionen, los cuales le serán abonados por el Propietario por separado de la contrata. Además de reintegrar mensualmente estos gastos al Contratista, se le abonará juntamente con ellos el tanto por ciento del importe total que, en su caso, se especifique en el Pliego de Condiciones Particulares.

## 5.6. PAGOS

### Artículo 71:

Los pagos se efectuarán por el Propietario en los plazos previamente establecidos, y su importe corresponderá precisamente al de las certificaciones de obra conformadas por el Director de obra, en virtud de las cuales se verificarán aquellos.

## 5.7. ABONO DE TRABAJOS EJECUTADOS DURANTE EL PLAZO DE GARANTÍA

### Artículo 72:

Efectuada la recepción provisional y si durante el plazo de garantía se hubieran ejecutado trabajos cualesquiera, para su abono se procederá así:

Si los trabajos que se realicen estuvieran especificados en el Proyecto, y sin causa justificada no se hubieran realizado por el Contratista a su debido tiempo, y el Director de obra exigiera su realización durante el plazo de garantía, serán valorados a los precios que figuren en el Presupuesto y abonado de acuerdo con lo establecido en los "Pliegos

Particulares" o en su defecto en los Generales, en el caso de que dichos precios fuesen inferiores a los que rijan en la época de su realización; en caso contrario, se aplicarán estos últimos.

Si se han ejecutado trabajos precisos para la reparación de desperfectos ocasionados por el uso del edificio, por no haber sido éste utilizado durante dicho plazo por el Propietario, se valorarán y abonarán a los precios del día, previamente acordados.

Si se han ejecutado trabajos para la reparación de desperfectos ocasionados por deficiencia de la construcción o de la calidad de los materiales, nada se abonará por ellos al Contratista.

## 6. DE LAS INDEMNIZACIONES MUTUAS

## **6.1. IMPORTE DE LA INDEMNIZACIÓN POR RETRASO NO JUSTIFICADO EN EL PLAZO DE TERMINACIÓN DE LAS OBRAS**

### **Artículo 73:**

La indemnización por retraso en la terminación se establecerá en un tanto por mil del importe total de los trabajos contratados, por cada día natural de retraso, contados a partir del día de terminación fijado en el Calendario de obra. Las sumas resultantes se descontarán y retendrán con cargo a la fianza.

## **6.2. DEMORA DE LOS PAGOS**

### **Artículo 74:**

Si el Propietario no efectuase el pago de las obras ejecutadas, dentro del mes siguiente al que corresponde el plazo convenido, el Contratista tendrá además el derecho de percibir el abono de un 4'5 % anual, en concepto de intereses de demora, durante el espacio de tiempo del retraso y sobre el importe de la mencionada certificación. Si aún transcurrieran dos meses a partir del término de dicho plazo de un mes sin realizarse dicho pago, tendrá derecho el Contratista a la resolución del contrato, procediéndose a la liquidación correspondiente de las obras ejecutadas y de los materiales acopiados, siempre que éstos reúnan las condiciones preestablecidas y que su cantidad no exceda de la necesaria para la terminación de la obra contratada o adjudicada. No obstante lo anteriormente expuesto, se rechazará toda solicitud de resolución del contrato fundada en dicha demora de pagos, cuando el Contratista no justifique que en la fecha de dicha solicitud ha invertido en obra o en materiales acopiados admisibles la parte de presupuesto correspondiente al plazo de ejecución que tenga señalado en el contrato.

## **7. VARIOS**

### **7.1. MEJORAS Y AUMENTOS DE OBRA. CASOS CONTRARIOS**

#### **Artículo 75:**

No se admitirán mejoras de obra, más que en el caso en que el Director de obra haya ordenado por escrito la ejecución de trabajos nuevos o que mejoren la calidad de los contratados, así como la de los materiales y aparatos previstos en el contrato. Tampoco se admitirán aumentos de obra en las unidades contratadas, salvo caso de error en las mediciones del Proyecto, a menos que el Director de obra ordene, también por escrito, la ampliación de las contratadas. En todos estos casos será condición indispensable que ambas partes contratantes, antes de su ejecución o empleo, convengan por escrito los importes totales de las unidades mejoradas, los precios de los nuevos materiales o aparatos ordenados emplear y los aumentos que todas estas mejoras o aumentos de obra supongan sobre el importe de las unidades contratadas. Se seguirán el mismo criterio y procedimiento, cuando el Director

de obra introduzca innovaciones que supongan una reducción apreciable en los importes de las unidades de obra contratada.

## 7.2. UNIDADES DE OBRA DEFECTUOSAS PERO ACEPTABLES

### Artículo 76:

Cuando por cualquier causa fuera menester valorar obra defectuosa, pero aceptable a juicio del Director de obra, éste determinará el precio de partida de abono después de oír al Contratista, el cual deberá conformarse con dicha resolución, salvo el caso en que, estando dentro del plazo de ejecución, prefiera demoler la obra y rehacerla con arreglo a condiciones, sin exceder de dicho plazo.

## 7.3. SEGURO DE LAS OBRAS

### Artículo 77:

El Contratista estará obligado a asegurar la obra contratada durante todo el tiempo que dure su ejecución hasta la recepción definitiva; la cuantía del seguro coincidirá en cada momento con el valor que tengan por contrata los objetos asegurados. El importe abonado por la Sociedad Aseguradora, en el caso de siniestro, se ingresará en cuanto a nombre del Propietario, para que con cargo a ella se abone la obra que se construya, y a medida que ésta se vaya realizando.

El reintegro de dicha cantidad al Contratista se efectuará por certificaciones, como el resto de los trabajos de la construcción. En ningún caso, salvo conformidad expresa del Contratista, hecho en documento público, el Propietario podrá disponer de dicho importe para menesteres distintos del de reconstrucción de la parte siniestrada; la infracción de lo anteriormente expuesto será motivo suficiente para que el Contratista pueda resolver el contrato, con devolución de fianza, abono completo de gastos, materiales acopiados, etc., y una indemnización equivalente al importe de los daños causados al Contratista por el siniestro y que no se le hubiesen abonado, pero sólo en proporción equivalente a lo que suponga la indemnización abonada por la Compañía Aseguradora, respecto al importe de los daños causados por el siniestro, que serán tasados a estos efectos por el Director de obra.

En las obras de reforma o reparación, se fijarán previamente la porción de edificio que debe ser asegurada y su cuantía, y si nada se prevé, se entenderá que el seguro ha de comprender toda la parte del edificio afectada por la obra.

Los riesgos asegurados y las condiciones que figuren en la póliza o pólizas de Seguros, los pondrá el Contratista, antes de contratarlos, en conocimiento del Propietario, al objeto de recabar de éste su previa conformidad o reparos.

## 7.4. CONSERVACIÓN DE LA OBRA

**Artículo 78:**

Si el Contratista, siendo su obligación, no atiende a la conservación de la obra durante el plazo de garantía, en el caso de que el edificio no haya sido ocupado por el Propietario antes de la recepción definitiva, el Director de obra, en representación del Propietario, podrá disponer todo lo que sea preciso para que se atienda a la guardería, limpieza y todo lo que fuese menester para su buena conservación, abonándose todo ello por cuenta de la contrata. Al abandonar el Contratista el edificio, tanto por buena terminación de las obras, como en el caso de resolución del contrato, está obligado a dejarlo desocupado y limpio en el plazo que el Director de obra señale. Después de la recepción provisional del edificio y en el caso de que la conservación del edificio corra a cargo del contratista, no deberá haber en él más herramientas, útiles, materiales, muebles, etc., que los indispensables para su guardería y limpieza y para los trabajos que fuese preciso ejecutar. En todo caso, ocupado o no el edificio, está obligado el Contratista a revisar y reparar la obra, durante el plazo expresado, procediendo en la forma prevista en el presente "Pliego de Condiciones Económicas".

**7.5. USO POR EL CONTRATISTA O BIENES DEL PROPIETARIO****Artículo 79:**

Cuando durante la ejecución de las obras ocupe el Contratista, con la necesaria y previa autorización del Propietario, edificios o haga uso de materiales o útiles pertenecientes al mismo, tendrá la obligación de repararlos y conservarlos para hacer entrega de ellos a la terminación del contrato, en derecho a indemnización por esta reposición ni por las mejoras hechas en los edificios, propiedades o materiales que haya utilizado. En el caso de que al terminar el contrato y hacer entrega del material, propiedades o edificaciones, no hubiese cumplido el Contratista con lo previsto en el párrafo anterior, lo realizará el Propietario a costa de aquel y con cargo a la fianza.

**Artículo 80:**

Se tendrán en cuenta las siguientes disposiciones:

- Pliego de Prescripciones Técnicas Generales del Ministerio de Obras Públicas.
- Normas Básicas y Generales de la Edificación.
- Ley de Contratos del Estado (D 923/1965)
- Instrucción EHE para el proyecto de ejecución de obras de hormigón en masa o armado.
- Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión y normas MIBT complementarias.

# CONDICIONES TÉCNICAS

## PLIEGO DE CONDICIONES DE ÍNDOLE TÉCNICA

### 1. LIMPIEZA DE LA OBRA

#### Artículo 1:

Durante el montaje de las instalaciones se deberá evacuar de la obra todos los materiales sobrantes de trabajos efectuados con anterioridad como embalajes, retales de materiales, conductos, etc. Al final se deberán limpiar perfectamente de cualquier suciedad todas las unidades terminales, equipos de la sala de máquinas, instrumentos de medida y control, cuadros eléctricos, etc., dejándolos en perfecto estado.

### 2. OBRAS AUXILIARES DE ALBAÑILERÍA

#### Artículo 2:

Todas las obras de albañilería se realizarán con anterioridad al montaje de mangueras neumáticas y cableados.

### 3. LIMPIEZA DE LAS CANALIZACIONES

#### Artículo 3:

Todas las canalizaciones deberán ser limpiadas antes de poner en funcionamiento los equipos. La limpieza se realizará por los procedimientos convencionales.

### 4. SEÑALIZACIÓN

#### Artículo 4:

Toda nuestra instalación debe estar señalizada con vallas señaladas, señales, marcas, etc., y individualmente cada pieza móvil, los conductos, código de colores junto al esquema de principios de la instalación...

### 5. IDENTIFICACIÓN

#### Artículo 5:

Al final de la obra, los aparatos, equipos y cuadros eléctricos que no vengan reglamentariamente identificados con placa de fábrica, deben marcarse mediante una chapa de identificación sobre la que se indicarán el nombre y características técnicas del elemento. La información contenida en las placas debe escribirse en castellano por lo menos, y con caracteres indelebles y claros, de altura no menor de 5 mm, ya que la fábrica cliente es española. Las placas se situarán en un lugar visible y

se fijarán mediante remaches, soldadura o material adhesivo resistente a las condiciones ambientales.

## **6. DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LOS MATERIALES ACOPIO DE MATERIALES**

### **Artículo 6:**

Los materiales y equipos empleados en este proyecto deberán cumplir las prescripciones que se indican en la ITE (Instrucciones Técnicas Complementarias) 04. Todos los materiales, equipos y aparatos no tendrán en ninguna de sus partes deformaciones, fisuras ni señales de haber sido sometidos a malos tratos antes o durante la instalación. Toda la información que acompañe a los equipos deberá expresarse al menos en castellano y en unidades del Sistema Internacional.

### **6.1. PROTECCIÓN DE MATERIALES EN LA OBRA**

#### **Artículo 7:**

Durante el almacenamiento en la obra y una vez instalado se deberán proteger todos los materiales de desperfectos y daños, así como de la humedad. Las aberturas de conexión de todos los aparatos y equipos deberán estar convenientemente protegidos durante el transporte, almacenamiento y montaje, hasta que no se proceda a su unión. Las protecciones deberán tener la resistencia y forma adecuada para evitar la entrada de cuerpos extraños y suciedades, así como los daños mecánicos que puedan sufrir las superficies de acoplamiento de bridas, roscas, manguitos, etc. Si es de temer la oxidación de las superficies mencionadas, éstas deberán recubrirse con pinturas antioxidantes, grasas o aceites que deberán ser eliminados en el momento del acoplamiento. Se tendrá especial cuidado hacia los materiales frágiles y delicados, como aislantes, aparatos de control y medida, etc. El almacenamiento de materiales se realizará en la zona de taller, en un espacio delimitado convenientemente y señalizado para evitar posibles accidentes. La superficie utilizada será de 12 metros cuadrados.

## **7. DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LAS INSTALACIONES**

### **7.1. EMPLAZAMIENTO DE LA INSTALACIÓN**

#### **Artículo 8:**

La instalación estará rodeada por una barrera física (estructura y malla metálica) que impida el acceso de personal excepto por la puerta y solo permita entrada y salida de material por las aberturas destinadas para tal función.

#### **Artículo 9:**

La instalación eléctrica será estará protegida con un grado mínimo de IP-56 (protección contra polvo y chorros de agua). Las carcasas metálicas estarán conectadas a una toma de tierra (Clase I).

**Artículo 10:**

Se prohíbe expresamente utilizar cualquier lugar del emplazamiento de la instalación como almacén.

**Artículo 11:**

El cuadro eléctrico de protección y mando de los equipos instalados en nuestra instalación estará situado próximo a la puerta, o en su defecto, al menos el interruptor general.

**Artículo 12:**

La salida de la instalación estará equipada con un sensor para que se detenga toda actividad en su interior cuando la puerta esté abierta.

**Artículo 13:**

La resistencia al fuego de los elementos será como mínimo R-120, y es considerado como una instalación de riesgo medio.

**Artículo 14:**

La puerta de cierre del vallado de la instalación tendrá cerrojo de seguridad.

**Artículo 15:**

En la implantación de la instalación se instalará un extintor de eficacia 34A, que irá colocado junto a la puerta de acceso.

**Artículo 16:**

En el extintor de la puerta de acceso a la instalación, y en lugar visible se colocará un letrero con la siguiente inscripción: “Prohibida la entrada a esta instalación a toda persona no autorizada.”

**Artículo 17:**

Las paredes, suelo y techo no permitirán filtraciones de humedad, impermeabilizándolas en caso necesario.

**Artículo 18:**

Las puertas de entrada se abrirán siempre hacia fuera.

**7.2. ROBOT ALMACÉN****7.2.1. COMERCIALES ELÉCTRICOS:**



### 7.2.1.1. MOTOR SIEMENS. CONDICIONES GENERALES

#### Artículo 19:

El motor cumplirá con la norma UNE 20324/1993 relativa a los grados de protección proporcionados por las envolventes, EN 60204-1:2006 relativa a la seguridad de equipos eléctricos en maquinaria, EN 61800-3:07/2005 relativa a compatibilidades electromagnéticas y EN 61800-5-1:04/2008 relativa a dispositivos eléctricos para uso en límites de voltaje especiales.

### 7.2.1.2. MOTOR SIEMENS. DOCUMENTACIÓN

#### Artículo 20:

Siemens, el fabricante del motor, deberá suministrar la documentación exigible por otras reglamentaciones aplicables y, además, como mínimo los siguientes datos:

- Potencia
- Par nominal
- Par de arranque
- Velocidad de giro nominal
- Corriente nominal
- Corriente re arranque
- Peso del motor
- Dimensiones

### 7.2.1.3. COMERCIALES MECÁNICOS: CAJA REDUCTORA WITTENSTEIN. CONDICIONES GENERALES

#### Artículo 21:

La caja reductora cumplirá con la normativa UNE 20324/1993 relativa a los grados de protección proporcionados por las envolventes y la normativa relativa a los requisitos mínimos de rendimiento.

### 7.2.1.4. CAJA REDUCTORA WITTENSTEIN. DOCUMENTACIÓN

#### Artículo 22:





Wittenstein, el fabricante de la caja reductora, deberá suministrar la documentación exigible por otras reglamentaciones aplicables y, además, como mínimo los siguientes datos:

- Par nominal de salida
- Velocidad nominal de entrada
- Peso de la caja reductora
- Dimensiones

#### **7.2.1.5. RODAMIENTOS DE RODILLOS ESFERICOS SKF. CONDICIONES GENERALES**

##### **Artículo 23:**

Los rodamientos SKF cumplirán con la normativa relativa a los requisitos mínimos de rendimiento.

#### **7.2.1.6. RODAMIENTOS DE RODILLOS ESFERICOS SKF. DOCUMENTACIÓN**

##### **Artículo 24:**

SKF, el fabricante de los rodamientos, deberá suministrar la documentación exigible por otras reglamentaciones aplicables y además, como mínimo los siguientes datos:

- Capacidades de carga estática
- Capacidades de carga dinámica
- Carga límite de fatiga
- Velocidad nominal
- Peso del rodamiento
- Dimensiones

## **8. EJECUCIÓN DE LA OBRA**

### **8.1. REPLANTEO**

#### **Artículo 83:**

Antes de comenzar los trabajos de montaje, la empresa instaladora deberá efectuar un replanteo de todos y cada uno de los elementos de la instalación.

**Artículo 84:**

El replanteo deberá contar con la aprobación del Ingeniero Director.

**PLIEGO DE CONDICIONES DE ÍNDOLE FACULTATIVA****1. OBRAS AFECTADAS****Artículo 85:**

Este Pliego de Condiciones particulares, juntamente con el Pliego General de Condiciones, la Memoria, Planos y Presupuestos, son documentos que han de servir de base para la ejecución de las obras correspondientes a este proyecto. Serán objeto de las normas y condiciones facultativas que se reflejan en el Pliego de Condiciones las obras incluidas en el presupuesto, abarcando a todos los oficios y materiales que en ella se emplean.

**2. NORMAS DE APLICACIÓN****Artículo 86:**

Serán de aplicación las normas indicadas en el capítulo correspondiente de la Memoria, y cuantas normas sean de aplicación, de acuerdo con la naturaleza del presente proyecto.

**3. INTERPRETACIÓN DEL PROYECTO Y REALIZACIÓN DE OBRA****Artículo 87:**

Corresponde exclusivamente a la Dirección Técnica la interpretación del Proyecto, así como el dar las órdenes complementarias, gráficos o escritos para el correcto desarrollo del mismo. Las obras se ajustarán a los planos y estados de mediciones, resolviéndose cualquier discrepancia por el Director de obra.

**4. DURACIÓN DE LAS OBRAS****Artículo 88:**

Las obras correspondientes al presente proyecto comenzarán en la semana siguiente de la adjudicación por parte del Contratista, en el supuesto de que el contrato no se señale alguna fecha. La duración de las obras será como máximo 4 días (cuatro días), si el contrato no lo estipula expresamente.

**5. PLAZO DE GARANTÍA****Artículo 89:**

Se establece un plazo de garantía de 1 año como mínimo para las obras, maquinaria e instalaciones del presente proyecto.

## 6. RETIRADA DE MATERIALES, CASO DE RESCISIÓN DEL CONTRATO

### Artículo 90:

La retirada de maquinaria, medios auxiliares, instalaciones, etc., caso de rescisión del contrato se realizará en el plazo de una semana como máximo contada a partir del día de rescisión, y será por cuenta del Constructor que rescinde.

### PLIEGO DE CONDICIONES DE ÍNDOLE ECONÓMICA

#### 1. MEDICIÓN DE LAS OBRAS EJECUTADAS

### Artículo 91:

La medición de las obras se hará por el tipo de unidad establecida en el Presupuesto.

### PLIEGO DE CONDICIONES DE ÍNDOLE LEGAL

#### 1. OBLIGACIONES DEL CONTRATISTA

### Artículo 92:

El Contratista con carácter general viene obligado a ejecutar esmeradamente todas las obras que se le confían, así como a cumplir rigurosamente todas las condiciones estipuladas en este Pliego o en el Contrato, al igual que cuantas ordenes se le den verbalmente o por escrito por el Técnico Director de las obras.

#### 2. RESPONSABILIDAD DEL CONTRATISTA

### Artículo 93:

De la calidad y buena ejecución de las obras contratadas, el Contratista será el único responsable, no teniendo derecho a indemnización alguna por el mayor precio que pudieran costarle, ni por las erradas maniobras que cometiera durante la construcción, siendo a su cuenta y riesgo independientemente de la inspección que de ellas haya podido haber hecho el Técnico Director de obra. El Contratista está obligado a adoptar todas las medidas de seguridad que las disposiciones vigentes preceptúan, para evitar en lo posible accidentes a los obreros o a los viandantes, en todos los lugares peligrosos de la obra. Así mismo, será responsable ante los tribunales de los accidentes que por inexperiencia o descuido sobrevinieran en el curso de las obras, debiendo atenerse en todo a las normas de prudencia, así como a las disposiciones y Reglamentos de Policía de la materia.

#### 3. LEYES LABORALES DE ACCIDENTES DE TRABAJO

### Artículo 94:



El contratista viene obligado a cumplir rigurosamente todas las legislaciones vigentes, o que puedan dictarse en el curso de los trabajos. Igualmente está obligado a tener a todo el personal a sus órdenes debidamente asegurado contra accidentes de trabajo, debiendo así probarlo si a ello fuera invitado por la Dirección Técnica o la Propiedad.

#### 4. MANO DE OBRA

##### Artículo 95:

El contratista deberá tener siempre en obra un número de operarios proporcional a la extensión y clase de los trabajos a juicio de la Dirección Técnica. Estos serán de aptitud reconocida experimentados en su oficio y en todo momento habrá en obra un técnico o encargado apto que vigile e interprete los planos, y haga cumplir las órdenes de la Dirección y cuanto en este Pliego se especifica.

#### 5. DAÑOS EN PROPIEDADES VECINAS

##### Artículo 96:

Si con motivo de las obras el contratista causara algún desperfecto en las propiedades colindantes, tendrá que repararla por su cuenta. Así mismo, adoptará cuantas medidas sean necesarias para evitar la caída de materiales o herramientas que puedan ser motivo de accidentes.

#### 6. RESCISIÓN DEL CONTRATO

##### Artículo 97:

La rescisión, si se produjera, se regirá por el Reglamento General de Contratación para Aplicación de la Ley de Contratos de Estado, por el Pliego de Cláusulas Administrativas Generales y demás disposiciones vigentes. Serán causas suficientes de rescisión las siguientes:

- Muerte o incapacidad del Contratista
- Quiebra del Contratista.
- Alteraciones del contrato por las causas siguientes:
  - o Modificación del proyecto en forma tal que represente alteraciones fundamentales a juicio del Director de obra, y siempre que la variación del presupuesto sea de  $\pm 25$  % como mínimo de su importe.
  - o Variaciones en las unidades de obra en  $\pm 40$  %.
  - o Suspensión de la obra comenzada
  - o Incumplimiento de las condiciones del contrato, cuando implique descuido o mala fe con perjuicio de los intereses de las obras.

o Abandono de la obra sin causa justificada

## 7. FORMALIZACIÓN DEL CONTRATO

### Artículo 98:

La formalización del contrato se verificará por documento privado con el compromiso por ambas partes, Propiedad y Contratista de elevarlo a Documento Público a petición de cualquiera de ellos, como complemento del Contrato, los Planos y demás documentos del Proyecto irán firmados por ambos.



IVAN EZCURDIA RAZQUIN

PAMPLONA, 24 DE JUNIO DEL 2013



**ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE  
TELECOMUNICACIÓN**

**Titulación:**

**INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO**

**Título del proyecto:**

**“BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL”**

**PRESUPUESTO**

**Ivan Ecurdia Razquin  
Vanessa Estremera Carrera  
Pamplona, junio de 2013**



<b>CAPITULO 1: MATERIALES</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIO UNITARIO</b>	<b>IMPORTE</b>
<b>RESUMEN</b>				
PERFIL TUBULAR DE SECCIÓN CUADRADA DE ACERO S 275	kg	119,85	3,75	449,44 €
ACERO ESTRUCTURAL	kg	29910,54	0,99	29.611,43 €
<b>TOTAL</b>				<b>30.060,87 €</b>

<b>CAPITULO 2: RODAMIENTOS</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIO UNITARIO</b>	<b>IMPORTE</b>
<b>RESUMEN</b>				
NJ 202 ECP	Ud	2	52,30	104,60 €
NJ 306 ECJ	Ud	2	91,88	183,76 €
NJ 2208 ECJ	Ud	2	98,38	196,76 €
LUBRICANTE GRASA AUTOMOTRIZ VKG 1L / 0.5	kg	18	9,76	175,68 €
<b>TOTAL</b>				<b>660,80 €</b>

<b>CAPITULO 3: CILINDROS HIDRÁULICOS</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIO UNITARIO</b>	<b>IMPORTE</b>
<b>RESUMEN</b>				
CILINDRO HIDRÁULICO RR-20048	Ud	3	76,52	229,56 €
CILINDRO HIDRÁULICO RC-57	Ud	1	114,78	114,78 €
<b>TOTAL</b>				<b>344,34 €</b>

<b>CAPITULO 4: GUÍAS LINEALES</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIO UNITARIO</b>	<b>IMPORTE</b>
<b>RESUMEN</b>				
GUÍAS LINEALES ( PATIN + CARRIL + GUÍAS )	m	30	24,95	748,50 €
<b>TOTAL</b>				<b>748,50 €</b>



<b>CAPITULO 5: MOTORES</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIO UNITARIO</b>	<b>IMPORTE</b>
<b>RESUMEN</b>				
MOTOR SIEMENS 1LA5 206 - 2YA80	Ud	1	2386,90	2.386,90 €
MOTOR SIEMENS 1LA5 184 - 2YA80	Ud	1	3003,90	3.003,90 €
SERVOREDUCTOR PLANETARIO WITTENSTEIN SP+140	Ud	1	562,00	562,00
SERVOREDUCTOR PLANETARIO WITTENSTEIN SP+060	Ud	1	363,00	363,00
<b>TOTAL</b>				<b>6.315,80 €</b>

<b>CAPITULO 6: ACCESORIOS</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIO UNITARIO</b>	<b>IMPORTE</b>
<b>RESUMEN</b>				
PINZA + SISTEMA ELECTRÓNICO DE APERTURA Y CIERRE	Ud	1	137,57	137,57 €
CHAPA PARA CILINDRO HIDRÁULICO	kg	250	0,99	247,50 €
CORONA	Ud	1	75,65	75,65 €
TORNILLOS PRETENSADOS M-20	Ud	4	15,15	60,60 €
<b>TOTAL</b>				<b>521,32 €</b>

<b>CAPITULO 7: MANO DE OBRA</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>CANTIDAD</b>	<b>PRECIO UNITARIO</b>	<b>IMPORTE</b>
<b>RESUMEN</b>				
CORTE DE CHAPA	h	8	21	168,00 €
MONTAJE MÁQUINA	h	12	21	252,00 €
SOLDADURA	h	2	21	42,00 €
<b>TOTAL</b>				<b>462,00 €</b>





<b>COSTES DIRECTOS</b>				
<b>RESUMEN</b>				
CAPITULO 1				30.060,87 €
CAPITULO 2				660,80 €
CAPITULO 3				344,34 €
CAPITULO 4				748,50 €
CAPITULO 5				6.315,80 €
CAPITULO 6				521,32 €
CAPITULO 7				462,00 €
<b>TOTAL</b>				<b>39.113,63 €</b>

<b>COSTES INDIRECTOS</b>				
GASTOS GENERALES (15%)				5.867,04 €
BENEFICIO INDUSTRIAL (6%)				2.346,82 €
I.V.A. (21%)				8.213,86 €
<b>TOTAL</b>				<b>16.427,73 €</b>

<b>COSTES TOTALES</b>				
COSTES DIRECTOS				39.113,63 €
COSTES INDIRECTOS				16.427,73 €
<b>TOTAL</b>				<b>55.541,36 €</b>

EL TOTAL DEL PRESUPUESTO ASCIENDE A LA CANTIDAD DE CINCUENTA Y CINCO MIL QUINIENTOS CUARENTA Y UNO CON TREINTA Y SEIS EUROS.

IVAN EZCURDIA RAZQUIN

PAMPLONA, 24 DE JUNIO DEL 2013



**ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE  
TELECOMUNICACIÓN**

**Titulación:**

**INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO**

**Título del proyecto:**

**“BRAZO ARTICULADO DE CARGA Y DESCARGA DE  
MATERIAL”**

**BIBLIOGRAFÍA**

**IVAN EZCURDIA RAZQUIN**

**VANESA ESTREMERÁ CARRERA**

**Pamplona, junio 2013**



# ÍNDICE

## BIBLIOGRAFÍA

LIBROS .....	3
PAGINAS WEB .....	3
PROGRAMAS INFORMÁTICOS.....	3
DOCUMENTOS CONSULTADOS .....	3



# BIBLIOGRAFÍA

## LIBROS

- EDWARD SHINGLEY, J. y JOSEPH UICKER, J. (2008). *Teoría de máquinas y mecanismos*. Ed. McGraw Hill.
- ROBERT, L. (1995). *Diseño de maquinaria*. Norton, Ed. McGraw Hill.
- G. ERDMAN, A. y N. SANDOR, G. *Diseño de mecanismos análisis y síntesis*. Ed. Prentice Hall.

## PAGINAS WEB

- <http://hiwin.com/>
- <http://www.skf.com/group/splash/index.html>
- [https://www.swe.siemens.com/spain/web/es/industry/drive\\_tech/motores/pages/motores\\_1.aspx](https://www.swe.siemens.com/spain/web/es/industry/drive_tech/motores/pages/motores_1.aspx)
- <http://www.enerpac.com/es>
- <http://www.wittenstein-japan.jp/>
- [www.nskeurope.es/](http://www.nskeurope.es/)

## PROGRAMAS INFORMÁTICOS

- AUTOCAD 2012
- MARC MENTAT 2012
- CATIA V5

## DOCUMENTOS CONSULTADOS

- CATÁLOGO RODAMIENTOS SKF
- CATÁLOGO GUÍAS LINEALES NSK
- CATÁLOGO MOTORES SIEMENS
- CATÁLOGO SERVO – REDUCTORES WITTENSTEIN
- CATÁLOGO DE CILINDROS HIDRÁULICOS ENERPAC



○ PRONTUARIO DE PERFILES

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Ibar', enclosed in a light grey rectangular box.

IVAN EZCURDIA RAZQUIN

PAMPLONA, 24 DE JUNIO DEL 2013

E325e

**ENERPAC** 

Fuerza hidráulica  
para todas las  
aplicaciones industriales



## Introducción

La marca de prestigio mundial ..... 4-5

## Cilindros hidráulicos 6-65

Introducción	6-7
Cilindros de simple efecto, serie RC	8-11
Accesorios de cilindro, serie RC	12
Cilindros de aluminio, de simple efecto, serie RAC	13-15
Cilindros de aluminio, con tuerca de seguridad, serie RACL	16-17
Cilindros de aluminio, de simple efecto de émbolo hueco, serie RACH	18-19
Cilindros de aluminio, de doble efecto, serie RAR	20-21
Cilindros bajos, con tuerca de seguridad, de simple efecto, serie CLP	22-23
Cilindros de poca altura, de simple efecto, serie RSM	24-25
Cilindros de poca altura, de simple efecto, serie RCS	24-25
Cilindros de tracción, de simple efecto, serie BRC	26-27
Cilindros de tracción, de simple efecto, serie BRP	26-27
Cilindros de émbolo hueco, de simple efecto, serie RCH	28-29
Cilindros de émbolo hueco, de doble efecto, serie RRH	30-31
Cilindros para producción, de doble efecto, serie BRD	32-33
Cilindros de doble efecto, serie RR	34-37
Cilindros de gran tonelaje, de simple efecto, serie CLSG	38-41
Cilindros de gran tonelaje, de simple efecto, serie CLS	42-45
Cilindros de gran tonelaje, de doble efecto, serie CLRG	46-49
Cilindros de gran ton., con tuerca de seguridad, serie CLL	50-53
Sistemas sincronizados, serie SLS	54-55
Sistemas de elevación por etapas serie BLS y SL	56-57
Synchoist, posicionamiento de cargas serie SHS	58-59
Gatos de aluminio, serie JHA	60
Gatos hidráulicos de acero, serie JH	60
Gatos de botella, serie EBJ	61
Productos resistentes de corrosión y de altas temperaturas, serie RC	62-63
Conjuntos de cilindro y bomba, serie SC	64-65

## Bombas hidráulicas 66-107

Introducción	66-67
Bombas manuales ligeras, serie P	68-69
Bombas manuales de acero, serie P	70-71
Bombas manuales de baja presión serie P	72-73
Bombas multifluidos, serie MP	74
Bomba a pie, serie P	75
Bombas manuales de alta presión, serie P y 11	76-77
Bombas eléctricas económicas, serie PU	78-79

Bombas eléctricas sumergidas, serie PE	80-83
Bombas de clase Z, introducción	84-85
Bombas eléctricas, serie ZU4	86-89
Bombas eléctricas, serie ZE	90-95
Bombas eléctricas, caudal dividido, serie PP 8000 y 9000	96-97
Bombas hidroneumáticas Turbo II, serie PAT, PAM, PAR	98-99
Bombas hidroneumáticas, serie PA	100-101
Bombas hidroneumáticas modulares, serie ZA4	102-103
Bombas neumáticas, serie PAH	104-105
Bombas a gasolina, serie PGM	106-107

## 'Páginas Amarillas' (Información) 108-120

Criticos generales de garantía	108
Introducción y normas de calidad	109
Instrucciones de seguridad	110-111
Combinaciones de bombas y cilindros y su selección	112
Hoja de selección hidráulica	113
Configuraciones de sistemas	114-115
Hidráulica básica	116-117
Tablas de conversión	118
Tablas de velocidad de los cilindros	119
Información de válvulas	120

## Componentes del sistema 121-134

Introducción	121
Mangueras de alta presión	122-123
Acoplamientos hidráulicos	124-125
Aceite hidráulico, serie HF	126
Distribuidores, serie A, AM	126
Conexiones, serie BFZ, FZ	127
Manómetros de presión y fuerza, series GP y GF	128-129
Manómetros de presión hidráulica, series G, y H	130-131
Manómetros de prueba de sistema, serie T	132
Manómetros digitales, serie DGR	133
Accesorios para manómetros, serie GA	133

## Válvulas 135-141

Introducción	135
Válvulas de control direccional de 3 vías, serie VC, VM, VE	136-137
Válvulas de control direccional de 4 vías, serie VC, VM, VE	138-139
Válvulas de control de caudal	140-141

## Prensas hidráulicas 142-151

Introducción	142-143
Prensas de banco y de taller serie VLP	144-145
Prensas con bastidor móvil serie BPR	146-147
Mordazas en C y prensas para árboles, serie A	148-149
Accesorios para prensas	150
Células de carga, serie LH	151
Tensiómetro, serie TM	151

## Extractores 152-165

Introducción	152-153
Conjuntos maestros de extractores serie BHP	154-157
Extractores mecánicos Posi Lock, serie EP	158-161
Extractores hidráulicos Posi Lock, serie EPH	162-164
Extractores hidráulicos Posi Lock 100 toneladas, serie EPH	165

## Herramientas hidráulicas 166-185

Introducción	166-167
Conjuntos de mantenimiento, serie MS	168-171
Sacabocados, serie SP	172-173
Cuña hidráulica para elevación, serie LW	174
Gatos para maquinas, serie SOH	175
Patines de carga, serie ER	176-177
Cajas de almacenamiento, serie CM	178
Cilindros de separación, serie A y WR	179
Cortadores hidráulicos, serie WHC, WHR, WHR	180-181
Curvadoras de tubos, serie STB	182-183
Herramientas tensoras para cables, serie DPT, PT	184-185

## Herramientas de atornillado 186-218

Introducción	186-187
Cortatuercas hidráulicos, serie NC	188
Separadores de bridas, serie FS	189
Separadores de cuña, serie FSH, FSM	190
Herramientas de alineación, serie ATM	191

## Llaves dinamométricas:

Llaves de acero, con cuadradillo, serie S	192-195
Llaves de aluminio, con cuadradillo, serie SQD	196-199
Llaves de acero, inserto hexagonal, serie W	200-203
Llaves de aluminio, inserto hexagonal, serie HXD	204-207

**Bombas para llaves dinamométricas:**

Combinaciones óptimas de llave dinamométrica y bomba	208-209
Mangueras dobles, serie THC, THQ	209
Bombas eléctricas portátiles, serie PME, PMU	210
Bombas eléctricas, serie PTE	211
Bombas eléctricas clase Z, serie ZU4T	212-215
Bombas neumáticas, serie PTA	216
Bomba neumática de gran caudal, serie PMA	217
Medidas de tornillos y tuercas hexagonales	218

<b>Sobre Enerpac</b>	<b>219</b>
<b>Enerpac in acción</b>	<b>220</b>
<b>Enerpac Mundial</b>	<b>222</b>
<b>Índice de modelos</b>	<b>223</b>

Página(s) ▼      Página(s) ▼      Página(s) ▼      Página(s) ▼

<b>A</b>	
A5-A10	168
A12	12
A13-A28	168
A29-A53	12
A64-A66	126
A92	168, 179
A102	12
A128-A192	168
A183	148
A185	148, 168
A200R	150
A205-A220	148
A218	168
A242-A305	168
A310, A330	148
A530-A595	168
A604	125
A607	168
A630	125
A650	168
AH	125
AM	126
AR	125
ATM	191
AW	12
<b>B</b>	
BAD	33
BFZ	127
BHP	154-157
BLS	56-57
BPR	146-147
BRC	26-27
BRD	32-33
BRP	26-27
BSS	90, 150
BZ	182-183
<b>C</b>	
C	125
CAT	12, 25, 41
	49, 45, 53
CATG	15, 17
	21, 41, 49
CC	204-207
CD	125
CH	125, 196
CLL	50-53
CLP	22-23
CLRG	46-49
CLS	42-45
CLSG	38-41
CM	178
CR	125
CW	170
<b>D</b>	
DGR	133
DPT	184-185

<b>E</b>	
EBJ	61
ELP	176-177
EMB	176
EP	158-160
EPH	162-165
EPHT	165
EPP	159-161
EPT	162
EPX	161
ER	176-177
ES	176-177
<b>F</b>	
F	125-126
FH	125-126
FR	125-126
FS	189
FSB	190
FSH	190
FSM	190
FZ	127
<b>G</b>	
G	130-131
GA	134
GF	128-129
GP	128-129
<b>H</b>	
H	122, 130-131
HA	123
HB	123
HC	123
HF	126
HP	29, 31
HR	206-207
HXD	204-207
<b>I</b>	
IN	206-207
IPL	150
<b>J</b>	
JI	12
JH	60
JHA	60
<b>L</b>	
LH	151
LW	174
<b>M</b>	
MP	74
MS	168-171
MSP	173
MZ	170-171

<b>N</b>	
NC	188
NV	134
<b>P</b>	
P	63, 68, 70, 72
P142AL	62-63
P392AL	62-63
P392FP	75
PA	100
PAH	104-105
PAM	101
PAMG	98-99
PATG	98-99
PARG	98-99
PC	68, 70, 72
PE	80-83
PF	92
PGM	106-107
PMA	209, 217
PME	208, 210
PMU	208, 210
PP	96-97
PT	184-185
PTA	209, 216
PTE	208, 211
PU	78-79
<b>R</b>	
RAH	198-199
RAC	14
RACH	18
RACL	16
RAR	20
RB	12
RC	8-12, 62-63
RCH	28-29
RCS	24-25
REB	12
REP	12
RFL	98
RR	34-37
RRH	30-31
RSM	24-25
RWH	154
<b>S</b>	
S	192-195
SB	92, 174, 190
SCH	64-65
SCL	64-65
SCP	64-65
SCR	64-65
SDA	194-195
SHS	58-59
SL	56-57
SLS	54-55
SOH	175
SP	172-173
SPD	173

SPK	172
SRA	194-195
SQD	196-199
STB	182-183
STC	180
STF	189-190
STN	188
STP	173
SW	190
<b>T</b>	
T	124-125
THC	209
THQ	209
TM	151
TW	191
<b>V</b>	
V	63, 140-141
VA2	101
VB	144, 150
VC	136-139
VE	136-139
VHJ	150
VLP	144-145
VM	136-139
<b>W</b>	
W	200-203
WCB	180-181
WHC, WHR	180
WMC	181
WR	179
<b>Z</b>	
Z	125
ZA	102-103
ZC	92-93
	135-137
ZE	85, 90-95
ZH	93
ZL	92
ZP	92-93
ZU4	84-89
ZU4T	209
	212-215
ZR	92
11	76-77
25A-	198-199
41-	77
43-	77, 132
45-	77
50A-	198-199
72-	76-77
83-	77, 132
75A-	198-199
100A-	198-199
160A-	198-199
270A-	198-199




## Cilindros

Páginas 6-65



## Bombas

Páginas 66-107



## Componentes

Páginas 121-134



## Válvulas

Páginas 135-141



## Prensas

Pág. 142-151



## Extrectores

Páginas 152-165



## Herramientas

Pág. 166-185












## Herramientas de atornillado

Pág. 186-218



# Índice de la sección de cilindros

Fuerza <sup>1)</sup> ton. (kN)	Carrera (mm)	Tipo de cilindro	Serie	Página
<b>5-95</b> (45-933)	<b>16-362</b>	Cilindros de uso general, de simple efecto (incluyen los accesorios)	RC	<b>8</b> ▶ 
<b>20-150</b> (229-1589)	<b>50-250</b>	Cilindros de aluminio, Simple efecto, con tuerca de bloqueo, émbolo hueco, doble efecto	RAC RACL RACH RAR	<b>13</b> ▶ 
<b>5-520</b> (45-5114)	<b>6-62</b>	Cilindros planos con tuerca de seguridad y de poca altura, de simple efecto	CLP RSM RCS	<b>22</b> ▶ <b>24</b> ▶ 
<b>2,5-50</b> (24-505)	<b>16-362</b>	Cilindros de tracción, de simple efecto	BRC BRP	<b>26</b> ▶ 
<b>13-145</b> (125-1429)	<b>8-258</b>	Cilindros de émbolo hueco, de simple y doble efecto	RCH RRH	<b>28</b> ▶ <b>30</b> ▶ 
<b>4-23</b> (35-222)	<b>28-260</b>	Cilindros industriales para producción, de doble efecto (incluyen los accesorios de montaje)	BRD	<b>32</b> ▶ 
<b>10-520</b> (101-5108)	<b>16-1219</b>	Cilindros de carrera larga, de doble efecto	RR	<b>34</b> ▶ 
<b>50-1000</b> (496-10260)	<b>50-300</b>	Cilindros de gran tonelaje, tuerca de retención integrada, de simple efecto	CLSG	<b>38</b> ▶ 
<b>50-1000</b> (496-10260)	<b>50-300</b>	Cilindros de gran tonelaje, de poca altura retraídos, de simple efecto	CLS	<b>42</b> ▶ 
<b>50-1000</b> (496-10265)	<b>50-300</b>	Cilindros de gran tonelaje, de doble efecto	CLRG	<b>46</b> ▶ 
<b>50-1000</b> (496-10260)	<b>50-300</b>	Cilindros de gran tonelaje con tuerca de seguridad, simple efecto, protegidos contra la corrosión	CLL	<b>50</b> ▶ 
<b>10-1000</b> (101-10260)	<b>5000 max.</b>	Sistemas de elevación sincronizados Sistemas de elevación por etapas Sistemas de izado sincronizados	SLS BLS, SL SHS	<b>54</b> ▶ <b>58</b> ▶ 
<b>1,4-150</b> (13-1335)	<b>76-508</b>	Gatos de aluminio Gatos de acero Gatos de botella	JHA, JH EBJ	<b>60</b> ▶ <b>61</b> ▶ 
<b>10-25</b> (101-232)	<b>54-158</b>	Cilindros, bombas manuales y válvulas resistentes a temperaturas elevadas y corrosión	RC P, V	<b>62</b> ▶ 

<sup>1)</sup> Los valores en ton. usados en este catálogo son para selección de cilindros. Para cálculos exactos, por favor usen los valores en kN.

# Cilindros de simple efecto, serie RC

▼ De izquierda a derecha: RC-506, RC-50, RC-2510, RC-154, RC-10010, RC-55, RC-1010



## El estándar de la industria en cilindros de uso general



### Silletas

Todos los cilindros RC están equipados con silletas desmontables acanaladas templadas. Para las silletas inclinables y lisas, vea la página de los accesorios serie RC.

Página: 12



### Bases de cilindro

Para asegurar la estabilidad de los cilindros en aplicaciones de levantamiento, disponemos

de bases para cilindros RC de 10, 25 y 50 ton.

Página: 12



### Accesorios especiales

Para resolver cualquier aplicación, ponemos a su disposición accesorios especiales para cilindros

RC de 5, 10 y 25 ton.

Página: 170

Las roscas del collar y del émbolo, así como los orificios de monta e en la base, facilitan la fi ación (en la mayoría de los modelos)

Diseñados para usarse en todas las posiciones

Asas desmontables para la fi ación sin obstrucciones (modelos RC-5013, RC-7513 y ambos modelos de 95 ton.)

Aleación de acero de alta resistencia para mayor duración

Níquelado en casi todos los modelos (para mayores detalles, póngase en contacto con Enerpac)

Muelles de retorno para traba os duros

Esmaltado al horno para mayor resistencia a la corrosión

Rascador que reduce la contaminación y prolonga la vida til del cilindro

Racor CR-400 y guardapolvo incluidos

▼ a i n a a s a a n i a n s n s a a s  
s n g i s a n a n a a s n s i s i n s

▼ s a s i s n a a a i n s  
i n n a n n a n a s s i i a s  
a i a i n ( i s n i s a a i n s  
n )




# Cilindros de uso general, de simple efecto



**Piense en la seguridad**  
Los valores nominales de carga y carrera del fabricante son límites máximos de seguridad. La buena práctica recomienda emplear únicamente el 80 de dichos valores.

## ▼ TABLA DE SELECCION RAPIDA

Para información técnica completa, vea la página siguiente.

Fuer a del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )	Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )	Altura retraído (mm)	 (kg)
5 (45)	16	RC-50	6,5	10	41	1,0
	25	RC-51	6,5	16	110	1,0
	76	RC-53	6,5	50	165	1,5
	127	RC-55	6,5	83	215	1,9
	177	RC-57	6,5	115	273	2,4
10 (101)	232	RC-59	6,5	151	323	2,8
	26	RC-101	14,5	38	89	1,8
	54	RC-102	14,5	78	121	2,3
	105	RC-104	14,5	152	171	3,3
	156	RC-106	14,5	226	247	4,4
	203	RC-108	14,5	294	298	5,4
	257	RC-1010	14,5	373	349	6,4
15 (142)	304	RC-1012	14,5	441	400	6,8
	356	RC-1014	14,5	516	450	8,2
	25	RC-151	20,3	51	124	3,3
	51	RC-152	20,3	104	149	4,1
	101	RC-154	20,3	205	200	5,0
	152	RC-156	20,3	308	271	6,8
	203	RC-158	20,3	411	322	8,2
	254	RC-1510	20,3	516	373	9,5
25 (232)	305	RC-1512	20,3	619	423	10,9
	356	RC-1514	20,3	723	474	11,8
	26	RC-251	33,2	86	139	5,9
	50	RC-252	33,2	166	165	6,4
	102	RC-254	33,2	339	215	8,2
	158	RC-256	33,2	525	273	10,0
	210	RC-258	33,2	697	323	12,2
30 (295)	261	RC-2510	33,2	867	374	14,1
	311	RC-2512	33,2	1033	425	16,3
	362	RC-2514	33,2	1202	476	17,7
	209	RC-308	42,1	880	387	18,1
50 (498)	51	RC-502	71,2	362	176	15,0
	101	RC-504	71,2	719	227	19,1
	159	RC-506	71,2	1131	282	23,1
	337	RC-5013	71,2	2399	460	37,6
75 (718)	156	RC-756	102,6	1601	285	29,5
	333	RC-7513	102,6	3417	492	59,0
95 (933)	168	RC-1006	133,3	2239	357	59,0
	260	RC-10010	133,3	3466	449	72,6

\* Disponibles como conjunto, vea la nota en esta página.

\*\* El cilindro RC-50 no lleva sileta desmontable ni rosca del collarín.

Serie  
RC



Fuerza:

**5-95 ton.**

Carrera:

**16-362 mm**

Presión máxima:

**700 bar**



### Cilindros de aluminio ultraligeros

Si necesita mejor relación fuerza / peso del cilindro, la serie RAC es la elección perfecta.

Página: 13



### Cilindros resistentes a altas temperaturas y a la corrosión

Algunos cilindros disponen de juntas de Viton y superficies niqueladas para su utilización en entornos extremos.

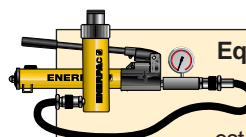
Página: 62



### Manómetros

Reducen al mínimo el riesgo de sobrecarga y aseguran durante mucho tiempo un servicio fiable. Consulte la sección Componentes donde encontrará una amplia variedad de manómetros.

Página: 121

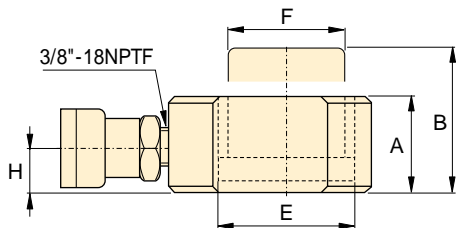
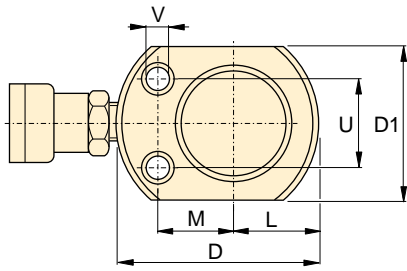


### Equipos bomba y cilindro

Los cilindros marcados con un \* están disponibles en equipos (cilindro, bomba, manómetro, manguera y acopladores) para su comodidad al hacer los pedidos.

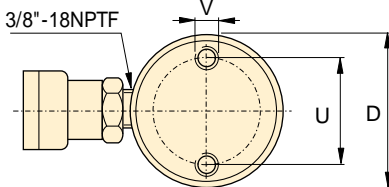
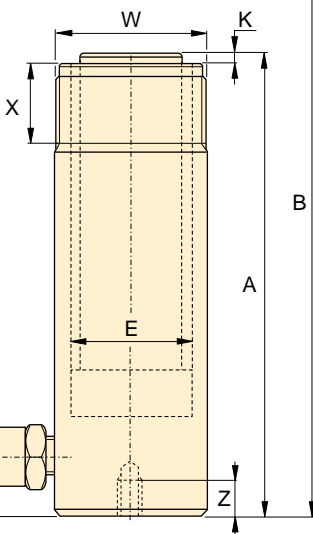
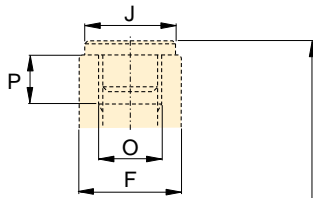
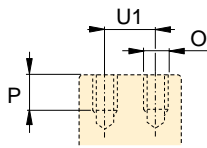
Página: 64

# Cilindros de simple efecto, serie RC

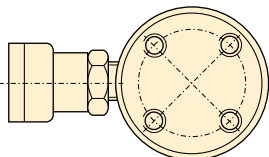


RC-50

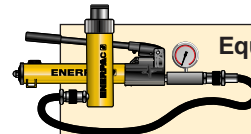
RC-101  
Sólo  
(U1 = 19 mm)



RC-51 - RC-7513



RC-1006, RC-10010



## Equipos de bomba y cilindro

Los cilindros marcados con un \* están disponibles en equipos (cilindro, bomba, manómetro, manguera y acopladores) para su comodidad al hacer los pedidos.

Página: **64**

◀ Para una descripción completa, vea la página anterior.

Fuer a del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )	Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )	Altura retraído A (mm)	Altura extendido B (mm)	Diámetro exterior D (mm)	
5 (45)	16	RC-50	6,5	10	41	57	58***	
	25	RC-51	6,5	16	110	135	38	
	76	RC-53	6,5	50	165	241	38	
	127	RC-55	6,5	83	215	342	38	
	177	RC-57	6,5	115	273	450	38	
10 (101)	232	RC-59	6,5	151	323	555	38	
	26	RC-101	14,5	38	89	115	57	
	54	RC-102	14,5	78	121	175	57	
	105	RC-104	14,5	152	171	276	57	
	156	RC-106	14,5	226	247	403	57	
	203	RC-108	14,5	294	298	501	57	
	257	RC-1010	14,5	373	349	606	57	
15 (142)	304	RC-1012	14,5	441	400	704	57	
	356	RC-1014	14,5	516	450	806	57	
	25	RC-151	20,3	51	124	149	69	
	51	RC-152	20,3	104	149	200	69	
	101	RC-154	20,3	205	200	301	69	
	152	RC-156	20,3	308	271	423	69	
	203	RC-158	20,3	411	322	525	69	
	254	RC-1510	20,3	516	373	627	69	
25 (232)	305	RC-1512	20,3	619	423	728	69	
	356	RC-1514	20,3	723	474	830	69	
	26	RC-251	33,2	86	139	165	85	
	50	RC-252	33,2	166	165	215	85	
	102	RC-254	33,2	339	215	317	85	
	158	RC-256	33,2	525	273	431	85	
	210	RC-258	33,2	697	323	533	85	
	261	RC-2510	33,2	867	374	635	85	
30 (295)	311	RC-2512	33,2	1033	425	736	85	
	362	RC-2514	33,2	1202	476	838	85	
	209	RC-308	42,1	880	387	596	101	
	50 (498)	51	RC-502	71,2	362	176	227	127
		101	RC-504	71,2	719	227	328	127
159		RC-506	71,2	1131	282	441	127	
337		RC-5013	71,2	2399	460	797	127	
75 (718)	156	RC-756	102,6	1601	285	441	146	
	333	RC-7513	102,6	3417	492	825	146	
95 (933)	168	RC-1006	133,3	2239	357	525	177	
	260	RC-10010	133,3	3466	449	709	177	

\* Disponibles como conjunto, vea la nota en esta página.

\*\* El cilindro RC-50 no lleva sileta desmontable ni rosca del collarín.

\*\*\* D1 = 41 mm, L = 20 mm, M = 25 mm.

# Cilindros de uso general, de simple efecto



## Tablas de velocidad

Vea las Tablas de velocidad de los cilindros de Enerpac en nuestras Páginas Amarillas para saber la velocidad aproximada de su cilindro.

Página: 119

Fuerza:

**5-95 ton.**

Carrera:

**16-362 mm**

Presión máxima:

**700 bar**

Serie  
**RC**



Diám. interior E (mm)	Diám. del vástago F (mm)	Base a conexión H (mm)	Diám. de la silleta J (mm)	Saliente de la silleta del vástago K (mm)	Rosca interna del vástago O	Longit. de rosca del vástago P (mm)	Rosca de montaje del cilindro			Rosca de collarín W	Longit. de rosca collarín X (mm)	(kg)	Modelo
							Diám. círculo U (mm)	Rosca V	Profund. de rosca Z (mm)				
28,7	25,4	19	**	**	**	**	28	5,6 mm				1,0	RC-50
28,7	25,4	19	25	6	3/4" - 16	14	25	1/4" - 20UN	14	1 1/2" - 16	28	1,0	RC-51
28,7	25,4	19	25	6	3/4" - 16	14	25	1/4" - 20UN	14	1 1/2" - 16	28	1,5	RC-53
28,7	25,4	19	25	6	3/4" - 16	14	25	1/4" - 20UN	14	1 1/2" - 16	28	1,9	RC-55
28,7	25,4	19	25	6	3/4" - 16	16	25	1/4" - 20UN	14	1 1/2" - 16	28	2,4	RC-57
28,7	25,4	19	25	6	3/4" - 16	16	25	1/4" - 20UN	14	1 1/2" - 16	28	2,8	RC-59
42,9	38,1	19	-	-	#10 - 24UN	6	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	1,8	RC-101
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	28	2,3	RC-102
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	3,3	RC-104
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	28	4,4	RC-106
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	5,4	RC-108
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	28	6,4	RC-1010
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	6,8	RC-1012
42,9	38,1	19	35	6	1" - 8	19	39	5/16" - 18UN	12	2 1/4" - 14	26	8,2	RC-1014
50,8	41,4	19	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	3,3	RC-151
50,8	41,4	19	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	4,1	RC-152
50,8	41,4	19	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	5,0	RC-154
50,8	41,4	25	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	6,8	RC-156
50,8	41,4	25	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	8,2	RC-158
50,8	41,4	25	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	9,5	RC-1510
50,8	41,4	25	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	10,9	RC-1512
50,8	41,4	25	38	9	1" - 8	25	47	3/8" - 16UN	12	2 3/4" - 16	30	11,8	RC-1514
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	19	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	5,9	RC-251
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	6,4	RC-252
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	8,2	RC-254
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	10,0	RC-256
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	12,2	RC-258
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	14,1	RC-2510
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	16,3	RC-2512
65,0	57,2	25	50	10	1 1/2" - 16	25	58	1/2" - 13UN	19	3 5/16" - 12	49	17,7	RC-2514
73,2	57,2	57	50	10	1 1/2" - 16	25				3 5/16" - 12	49	18,1	RC-308
95,2	79,5	33	71	2			95	1/2" - 13UN	19	5" - 12	55	15,0	RC-502
95,2	79,5	33	71	2			95	1/2" - 13UN	19	5" - 12	55	19,1	RC-504
95,2	79,5	35	71	2			95	1/2" - 13UN	19	5" - 12	55	23,1	RC-506
95,2	79,5	35	71	2			95	1/2" - 13UN	19	5" - 12	55	37,6	RC-5013
114,3	95,2	30	71	5						5 3/4" - 12	44	29,5	RC-756
114,3	95,2	30	71	5						5 3/4" - 12	44	59,0	RC-7513
130,3	104,9	41	71	2			139	3/4" - 10UN	25	6 7/8" - 12	44	59,0	RC-1006
130,3	104,9	41	71	2			139	3/4" - 10UN	25	6 7/8" - 12	44	72,6	RC-10010

# Accesorios de cilindro, serie RC

## ▼ TABLA DE SELECCION

Para cilindros de fuera a ton. (kN)	Silletas			Base para cilindros	Accesorios de montaje	Monta e de mosquetón	
	Plana	Ranurada <sup>1)</sup>	Inclinable			Cilindro <sup>4)</sup>	Vástago
5 (45)	A-53F <sup>2)</sup>	A-53G <sup>2)</sup>	–	–	RB-5 <sup>2)</sup> , AW-51 <sup>2)</sup> , AW-53 <sup>2)</sup>	REB-5 <sup>2)</sup>	REP-5 <sup>2)</sup>
10 (101)	A-12 <sup>2)</sup> , A-102F <sup>3)</sup>	A-102G <sup>3)</sup>	CAT-10 <sup>3)</sup>	JB-I-10	RB-10, AW-102	REB-10	REP-10 <sup>3)</sup>
15 (142)	–	A-152G	CAT-10	–	RB-15	REB-15	REP-10
25 (232)	A-29 <sup>5)</sup>	A-252G	CAT-50	JB-I-25	RB-25	REB-25	REP-25
30 (295)	A-29 <sup>5)</sup>	A-252G	CAT-50	–	RB-25	–	REP-25
50 (498)	–	–	CAT-100	JB-I-50	–	–	–
75 (718)	–	–	CAT-100	–	–	–	–
95 (933)	–	–	CAT-100	–	–	–	–

<sup>1)</sup> Estandar en cilindros RC de 5-30 ton. <sup>2)</sup> Excepto RC-50 <sup>3)</sup> Excepto RC-101 <sup>4)</sup> Tornillos de montaje incluidos. <sup>5)</sup> Usado con Conjuntos de Curvadoras de Tubos

## ▼ TABLA DE DIMENSIONES

Modelo	Dimensiones de silletas (mm)			A-53F, A-102F	Modelo	Dimensiones de silletas (mm)			Diagrama
	A	B	C			A	B	C	
	<b>Plana</b>					<b>Inclinable</b>			
A-53F	25	6	17		CAT-10	35	15	22	
A-102F	35	6	22		CAT-50	50	23	35	
A-12	51	48	1"-8UNC						
A-29	51	48	1 1/2"-16UNC						
	<b>Ranurada</b>					<b>Inclinable</b>			
A-53G	25	6	17		CAT-100	71	24	–	
A-102G	35	6	22						
A-152G	38	9	22						
A-252G	50	9	35						

Modelo	Dimensiones de bases para cilindros (mm)					Diagrama
	A	B	C	D	E	
JB-I-10	228	228	135	58	20	
JB-I-25	279	279	140	86	26	
JB-I-50	304	15	95	131	31	

Modelo	Dimensiones de los accesorios de montaje (mm)								Diagrama
	A	B	C	D	E	F	G	H	
RB-5	1 1/2" - 16	88	76	–	25	–	–	–	
AW-51	1 1/2" - 16	70	59	10	24	54	1/4" - 20	41	
AW-53	1 1/2" - 16	72	7	7	19	57	1/4" - 20	10	
RB-10	2 1/4" - 14	114	88	–	25	–	–	–	
AW-102	2 1/4" - 14	100	82	16	30	76	7/16" - 20	58	
RB-15	2 3/4" - 16	101	114	–	38	–	–	–	
RB-25	3 5/16" - 12	127	165	–	50	–	–	–	

Tipo	Modelo	Dimensiones (mm)						Diagrama
		A	B	C	D	E	F	
Cilindro <sup>4)</sup>	REB-5	44	47	14	16	16	25	
	REB-10	63	66	25	22	25	35	
	REB-15	76	66	25	22	25	35	
	REB-25	95	79	38	31	31	41	
Vástago	REP-5	28	41	14	16	16	19	
	REP-10	42	61	25	22	25	28	
	REP-25	57	74	38	31	31	35	

**i** Vea las Páginas Amarillas para información de aplicaciones con estos accesorios.

# Cilindros de aluminio ligeros de Enerpac

▼ De izquierda a derecha: RAC-5010, RACL-5010, RAC-1504, RAR-5010



**Ligero, fácil de transportar y colocar por la favorable relación fuer a peso del cilindro**

**Resistente a la corrosión por naturaleza, el aluminio siempre ha sido un buen material para su uso en ambientes corrosivos**

**Las guías de composite en todas las superficies móviles evitan el contacto de metal con metal, soportan cargas laterales y prolongan la vida útil del cilindro**




**Serie RAC, RACL, RACH, RAR**


Fuerza:  
**20- 150 ton. @ 700 bar**

Carrera:  
**50- 250 mm**

**i** **Aluminio ó acero**  
Los cilindros de aluminio son los más ligeros, pero también tienen limitaciones específicas debidas a las propiedades del material. Difieren de los de acero en que tienen una resistencia a la fatiga inferior. Los cilindros de aluminio **NO** deben utilizarse en aplicaciones con gran número de ciclos, como en la producción. Estos cilindros se han diseñado para hacer 5000 ciclos a la presión recomendada. **No debe superarse este límite.** En la elevación normal y numerosas aplicaciones de mantenimiento, esto equivale a toda una vida de servicio.

 **Serie RAC, de simple efecto, de uso general**  
Cilindros de aluminio de retorno por muelle.  
*Página: 14*

 **Serie RACL, con tuerca de seguridad**  
Cilindros de aluminio para asegurar cargas mecánicamente.  
*Página: 16*

 **Serie RACH, de émbolo hueco, de simple efecto**  
Permite ejercer tanto fuerzas de tracción como de empuje con un cilindro de retorno por muelle.  
*Página: 18*

 **Serie RAR, de doble efecto**  
Cilindros portátiles de aluminio con retracción rápida.  
*Página: 20*

▼ De izquierda a derecha: RAC-5010, RAC-15010, RAC-304, RAC-208



Las guías de composite evitan el contacto de metal con metal, prolongando la vida útil del cilindro y la resistencia a cargas laterales hasta un 10

El anodizado duro de todas las superficies evita el deterioro y prolonga la vida útil del cilindro

Asa de transporte desmontable estándar en todos los modelos

Placa base y silleta para proteger de desgaste el cilindro

El anillo de tope evita la salida del émbolo, resiste toda la fuerza del cilindro

Fuerte muelle de retorno, facilita la retracción rápida del cilindro

Racor CR-400 y guardapolvo incluidos en todos los modelos

Todos los cilindros cumplen las normas ASME B-30.1 e ISO 10100



◀ s n s i i n s  
as i n a s n  
ig s sán a i a s  
n a n a a i n  
a ini s i i n s  
s ni a s a a  
si i n a i n  
n s n a s  
s n a n a i a i a  
a a i a  
an sa

## Ligeros excelente relación fuer a peso



### Silletas

Todos los cilindros RAC están equipados con silletas atornilladas desmontables de acero tratado. Para

sillets inclinables consulte la página siguiente.

Página: 15



### Bombas manuales ligeras

Si ha elegido un cilindro de aluminio, las bombas manuales Enerpac P-392 y P-802 son el complemento

ideal para un conjunto ligero.

Página: 68



### Cilindros con tuerca de seguridad, serie RACL

Cuando se precisa sujeción mecánica de la carga, los cilindros de aluminio con

tuerca de bloqueo de la serie RACL son la elección ideal.

Página: 16

### ▼ TABLA DE SELECCION

Fuer a del cilindro @ 700 bar ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )
20 (218)	50	RAC-202	31,2
	100	RAC-204	31,2
	150	RAC-206	31,2
30 (309)	50	RAC-302	44,2
	100	RAC-304	44,2
	150	RAC-306	44,2
50 (496)	50	RAC-502	70,9
	100	RAC-504	70,9
	150	RAC-506	70,9
100 (1002)	100	RAC-1004	143,1
	150	RAC-1006	143,1
	200	RAC-1008	143,1
150 (1589)	150	RAC-1506	227,0

\* Nota: Todos los cilindros pueden suministrarse con carreras de 50 a 250 mm.



# Cilindros de aluminio, de simple efecto

Dimensiones de la silleta inclinable atornillable opcional (mm)				
Para Modelo cilindro Fuer a ton.	Modelo de la silleta	Diámetro de la silleta J1	Saliente de la silleta del émbolo K1	
RAC-50	CATG-50	50	24	
RAC-100	CATG-150	91	31	
RAC-150	CATG-200	118	35	

Serie RAC



Fuerza:  
**20-150 ton.**

Carrera:  
**50- 250 mm**

Presión máxima:  
**700 bar**

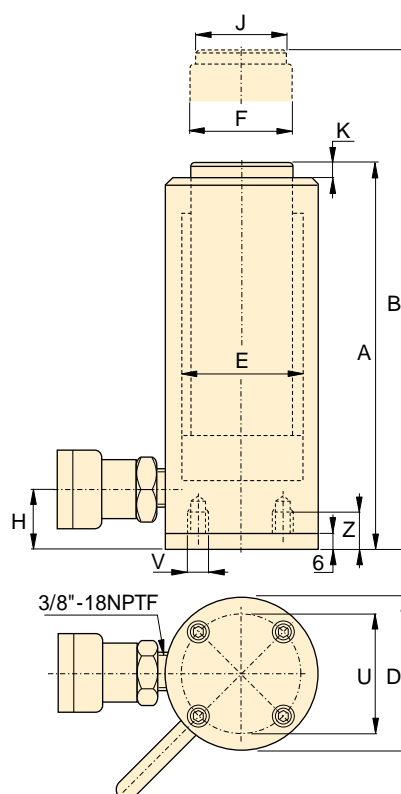


## Orificios de monta e para la placa base de acero

Los orificios de montaje de la base de los cilindros de aluminio se han diseñado para fijar la placa base de acero. No soportan la fuerza del cilindro. La placa base de acero protege al cilindro de daños y no debe desmontarse.

Orificios de monta e placa base de acero			
Modelo cilindro Fuer a ton.	Circ. de pernos U (mm)	Rosca V	Prof. de la rosca Z <sup>1)</sup> (mm)
RAC-20	70,0	M6	12
RAC-30	80,0	M6	12
RAC-50	110,0	M6	12
RAC-100	160,0	M6	12
RAC-150	200,0	M6	12

<sup>1)</sup> Incluyendo la placa base de 6 mm de espesor.



## Productos resistentes a altas temperaturas y a la corrosión

Algunos cilindros, bombas manuales y válvulas disponen de juntas de Viton y piezas niqueladas para su utilización en entornos extremos.

Página: **62**



## Mangueras

Enerpac ofrece una línea completa de mangueras hidráulicas de alta calidad. Para garantizar la seguridad de su sistema, use sólo mangueras hidráulicas de Enerpac.

Página: **122**

Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )	Altura retraído A (mm)	Altura extendido B (mm)	Diámetro exterior D (mm)	Diámetro interior del cilindro E (mm)	Diámetro del vástago F (mm)	Base a conexión de avance H (mm)	Diámetro de la silleta J (mm)	Saliente silleta del émbolo K (mm)	(kg)	Modelo
156	174	224	85	63,0	50,0	27	40	3	3,6	RAC-202
312	224	324	85	63,0	50,0	27	40	3	4,1	RAC-204
468	274	424	85	63,0	50,0	27	40	3	4,6	RAC-206
221	181	231	100	75,0	60,0	32	40	3	4,5	RAC-302
442	231	331	100	75,0	60,0	32	40	3	5,2	RAC-304
663	281	431	100	75,0	60,0	32	40	3	5,9	RAC-306
354	186	236	130	95,0	80,0	30	50	3	8,5	RAC-502
709	236	336	130	95,0	80,0	30	50	3	9,8	RAC-504
1063	286	436	130	95,0	80,0	30	50	3	11,1	RAC-506
1431	271	271	180	135,0	110,0	46	94	3	19,6	RAC-1004
2147	321	471	180	135,0	110,0	46	94	3	21,9	RAC-1006
2863	371	571	180	135,0	110,0	46	94	3	24,2	RAC-1008
3405	343	493	230	170,0	140,0	51	113	3	33,3	RAC-1506

▼ De izquierda a derecha: RACL-1006, RACL-504, RACL-5010



La tuerca de seguridad de aluminio sujeta mecánicamente la carga durante periodos prolongados

Las guías de composite evitan el contacto de metal con metal, prolongando la vida útil del cilindro y la resistencia a cargas laterales hasta un 50%

El anodizado duro de todas las superficies evita el deterioro y prolonga la vida útil del cilindro

Asa de transporte desmontable estándar en todos los modelos

Placa base y silleta para proteger de desgaste el cilindro

El anillo de tope evita la salida del émbolo, resiste toda la fuerza del cilindro

Fuerte muelle de retorno, facilita la retracción rápida del cilindro

Racor CR-400 y guardapolvo incluidos en todos los modelos

Todos los cilindros cumplen las normas ASME B-30.1 e ISO 10100



← *in á i n  
a s g i a i i a a a  
s n g a a a g a  
an a in i n sina  
a a n s*

## Para asegurar cargas mecánicamente



### Silletas

Todos los cilindros RACL están equipados con silletas atornilladas desmontables de acero tratado. Para

sillets inclinables consulte la página siguiente.

Página: 17



### Elevación en obras

Para la elevación pesada en obras utilice las bombas eléctricas Energac de la serie ZE.

Página: 90



### Mangueras

Energac ofrece una línea completa de mangueras hidráulicas de alta calidad.

Para garantizar la seguridad de su sistema, use sólo mangueras hidráulicas de Energac.

Página: 122



### Manómetros

Reducen al mínimo el riesgo de sobrecarga y aseguran durante mucho tiempo un servicio fiable. Consulte la

sección Componentes donde encontrará una amplia variedad de manómetros.

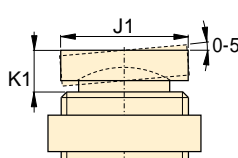
Página: 121

### ▼ TABLA DE SELECCION

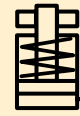
Fuerza del cilindro @ 700 bar ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )
50 (496)	50	RACL-502	70,9
	100	RACL-504	70,9
	150	RACL-506	70,9
100 (1002)	50	RACL-1002	143,1
	100	RACL-1004	143,1
	150	RACL-1006	143,1
150 (1589)	50	RACL-1502	227,0
	100	RACL-1504	227,0
	150	RACL-1506	227,0

\* Nota: Todos los cilindros pueden suministrarse con carreras de 50 a 250 mm.

# Cilindros de aluminio con tuerca de seguridad, de simple efecto

Dimensiones de la silleta inclinable atornillable opcional (mm)				
Para Modelo cilindro Fuer a ton.	Modelo de la silleta	Diámetro de la silleta J1	Saliente de la silleta del émbolo K1	
RACL-50	CATG-50	50	24	
RACL-100	CATG-150	91	31	
RACL-150	CATG-200	118	35	

## Serie RACL



Fuerza:

**50-150 ton.**

Carrera:

**50-150 mm**

Presión máxima:

**700 bar**



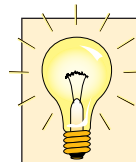
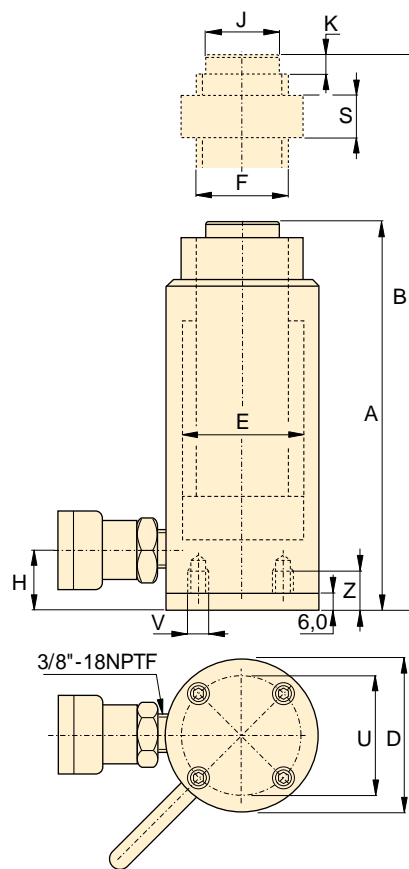
### Orificios de monta e para la placa base de acero

Los orificios de montaje de la base de los cilindros de aluminio se han diseñado para fijar la placa base de acero. No soportan la fuerza del cilindro. La placa base de acero protege al cilindro de daños y no debe desmontarse.

### Orificios de monta e placa base de acero

Modelo cilindro Fuer a ton.	Circ. de pernos U (mm)	Rosca V	Prof. de la rosca Z <sup>1)</sup> (mm)
RACL-50	110,0	M6	12
RACL-100	160,0	M6	12
RACL-150	200,0	M6	12

<sup>1)</sup> Incluyendo la placa base de 6 mm de espesor.



### Otras fuer as

Se dispone también de cilindros de aluminio con tuerca de seguridad de 20 y 30 ton.

### Otras longitudes de carrera


Todos los modelos de cilindros están disponibles con longitudes de carrera estándar de 50, 100, 150, 200 y 250 mm. Póngase en contacto con Enerpac para obtener información sobre pedidos.



### Elevación de una carga no equilibrada

Para levantar cargas no equilibradas, los sistemas de elevación integrados de Enerpac pueden ser la solución con posibilidades de múltiples puntos de elevación desde 4 a 64 puntos.

Página: **54**

Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )	Altura retraído A (mm)	Altura extendido B (mm)	Diámetro exterior D (mm)	Diámetro interior del cilindro E (mm)	Diámetro del vástago (roscado) F (mm)	Base a conexión de avance H (mm)	Diámetro de la silleta J (mm)	Saliente silleta del émbolo K (mm)	Altura de tuerca de seguridad S (mm)	 (kg)	Modelo
354	236	286	130	95,0	Tr 80 x 4	30	50	3	50	9,3	RACL-502
709	286	386	130	95,0	Tr 80 x 4	30	50	3	50	10,6	RACL-504
1063	336	486	130	95,0	Tr 80 x 4	30	50	3	50	11,9	RACL-506
716	296	346	180	135,0	Tr 110 x 6	46	94	3	75	21,9	RACL-1002
1431	346	446	180	135,0	Tr 110 x 6	46	94	3	75	24,2	RACL-1004
2147	396	546	180	135,0	Tr 110 x 6	46	94	3	75	26,5	RACL-1006
1135	323	373	230	170,0	Tr 140 x 6	51	113	3	80	32,2	RACL-1502
2270	373	473	230	170,0	Tr 140 x 6	51	113	3	80	36,2	RACL-1504
3405	423	573	230	170,0	Tr 140 x 6	51	113	3	80	40,2	RACL-1506

▼ De izquierda a derecha: RACH-1504, RACH-15010, RACH-206, RACH-306



El diseño de émbolo hueco permite ejercer tanto fuerza de tracción como de empuje

Las guías de composite evitan el contacto de metal con metal, prolongando la vida útil del cilindro y la resistencia a cargas laterales hasta un 10

El anodizado duro de todas las superficies evita el deterioro y prolonga la vida útil del cilindro

El tubo central flotante aumenta la estanqueidad y prolonga la vida útil

Asa de transporte en todos los modelos

Placa base y silleta para proteger de desgaste el cilindro

El anillo de tope evita la salida del émbolo, resiste toda la fuerza del cilindro

Fuerte muelle de retorno, facilita la retracción rápida del cilindro

## La solución ligera para tensado y pruebas



### Silletas

Todos los cilindros RACH llevan silletas roscadas huecas desmontables templadas. Protegen los émbolos de desgastes provocados por el contacto con superficies abrasivas.



### Bombas manuales ligeras

Si ha elegido un cilindro de aluminio, las bombas manuales Enerpac P-392 y P-802 son el complemento ideal para un conjunto ligero.

Página: 68



### Elevación de una carga no equilibrada

Para levantar cargas no equilibradas, los sistemas de elevación integrados de Enerpac pueden ser la solución con posibilidades de múltiples puntos de elevación desde 4 a 64 puntos.

Página: 54



En línea  
na a an ig aP  
ii a aa a n s s  
s gi a as a

### ▼ TABLA DE SELECCION

Fuerza del cilindro @ 700 bar ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )
20 (229)	50	RACH-202	32,7
	150	RACH-206	32,7
30 (358)	50	RACH-302	51,1
	150	RACH-306	51,1
60 (596)	100	RACH-604	84,7
	150	RACH-606	84,7
100 (1157)	150	RACH-1006	164,6

\* Nota: Todos los cilindros pueden suministrarse con carreras de 50 a 250 mm.

# Cilindros de aluminio, de émbolo hueco, de simple efecto



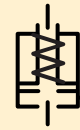
## Aluminio ó acero

Los cilindros de aluminio son los más ligeros, pero también tienen limitaciones

específicas debidas a las propiedades del material. Difieren de los de acero en que tienen una resistencia a la fatiga inferior. Los cilindros de aluminio NO deben utilizarse en aplicaciones con gran número de ciclos, como en la producción.

Estos cilindros se han diseñado para hacer 5000 ciclos a a presión recomendada. No debe superarse este límite. En la elevación normal y numerosas aplicaciones de mantenimiento, esto equivale a toda una vida de servicio.

## Serie RACH



Fuerza:

**20-100 ton.**

Carrera:

**50- 150 mm**

Diámetro interior del émbolo hueco:

**27- 79 mm**

Presión máxima:

**700 bar**



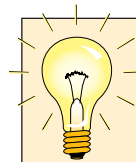
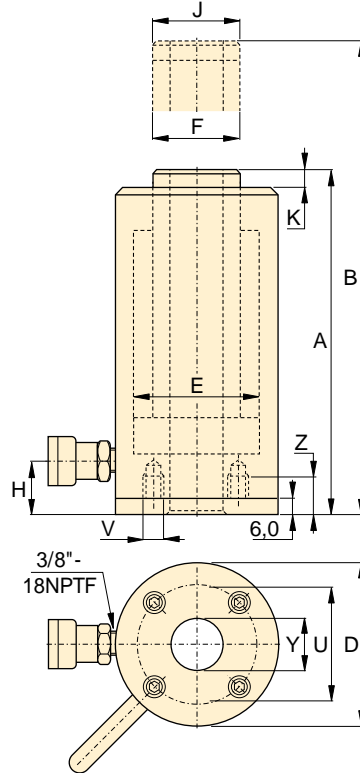
## Orificios de monta e para la placa base de acero

Los orificios de montaje de la base de los cilindros de aluminio se han diseñado para fijar la placa base de acero. No soportan la fuerza del cilindro. La placa base de acero protege al cilindro de daños y no debe desmontarse.

## Orificios de monta e placa base de acero

Modelo cilindro	Circ. de pernos U (mm)	Rosca V	Prof. de la rosca Z <sup>1)</sup> (mm)
RACH-20	80,0	M6	12
RACH-30	110,0	M6	12
RACH-60	160,0	M6	12
RACH-100	230,0	M6	12

<sup>1)</sup> Incluyendo la placa base de 6 mm de espesor.



## Otras fuer as

Se dispone también de cilindros de aluminio de émbolo hueco también se encuentran disponibles en fuerzas de 150 ton.

## Otras longitudes de carrera

Todos los modelos de cilindros están disponibles con longitudes de carrera estándar de 50, 100, 150, 200 y 250 mm. Póngase en contacto con Enerpac para obtener información sobre pedidos.



## Características estándar

- Racor CR-400 y guardapolvo incluidos.
- Todos los cilindros cumplen las normas ASME B-30.1 e ISO 10100.

Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )	Altura retraído A (mm)	Altura extendido B (mm)	Diámetro exterior D (mm)	Diámetro interior del cilindro E (mm)	Diámetro del vástago F (mm)	Base a conexión avance H (mm)	Diámetro de la silleta J (mm)	Saliente silleta del émbolo K (mm)	Diámetro tubo central Y (mm)	(kg)	Modelo
164	188	238	100	75,0	55,0	29	55	10,0	27,0	5,2	RACH-202
491	315	465	100	75,0	55,0	29	55	10,0	27,0	7,1	RACH-206
256	208	258	130	95,0	70,0	29	70	10,0	34,0	8,0	RACH-302
766	333	483	130	95,0	70,0	29	70	10,0	34,0	11,2	RACH-306
847	315	415	180	130,0	100,0	61	100	12,0	54,0	19,5	RACH-604
1270	380	530	180	130,0	100,0	61	100	12,0	54,0	22,8	RACH-606
2487	391	541	250	185,0	145,0	61	145	14,0	79,0	46,2	RACH-1006

▼ De izquierda a derecha: RAR-5010, RAR-308, RAR-204



## Cilindros portátiles de doble efecto



### Silletas

Todos los cilindros RAR están equipados con silletas atornilladas desmontables de acero tratado. Para silletas inclinables consulte la página siguiente.

Página: 21



### Mangueras

Enerpac ofrece una línea completa de mangueras hidráulicas de alta calidad. Para garantizar la seguridad de su sistema, use sólo mangueras hidráulicas de Enerpac.

Página: 122



### Elevación en obras

Para la elevación pesada en obras utilice las bombas eléctricas Enerpac de la serie ZE.

Un cilindro de doble efecto debe accionarse mediante una bomba con una válvula de 4 vías.

Página: 90

Las guías de composite evitan el contacto de metal con metal, prolongando la vida útil del cilindro y la resistencia a cargas laterales hasta un 10

El anodizado duro de todas las superficies evita el deterioro y prolonga la vida útil del cilindro

Asa de transporte desmontable estándar en todos los modelos

Placa base y silleta para proteger de desgaste el cilindro

El anillo de tope evita la salida del émbolo, resiste toda la fuerza del cilindro

La válvula de seguridad integrada evita sobrepresiones accidentales

De doble efecto, retracción rápida, independiente de la longitud de las mangueras y de las pérdidas de carga del sistema

▼ *ii n i i a n n a a i n*  
a as



### ▼ TABLA DE SELECCION

Fuerza del cilindro @ 700 bar ton.	Carrera (mm)	Modelo	Fuerza máx. del cilindro (kN)		Área efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )		Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )	
			Empuje	Tracción	Empuje	Tracción	Empuje	Tracción
50	50	RAR-502	496	187	70,9	26,7	354	134
	100	RAR-504	496	187	70,9	26,7	709	267
	150	RAR-506	496	187	70,9	26,7	1063	401
100	100	RAR-1004	1002	557	143,1	79,5	1431	795
	150	RAR-1006	1002	557	143,1	79,5	2147	1193
	200	RAR-1008	1002	557	143,1	79,5	2863	1590
150	150	RAR-1506	1589	924	227,0	132,0	3405	1980

\* Nota: Todos los cilindros pueden suministrarse con carreras de 50 a 250 mm.

# Cilindros de aluminio, de doble efecto

Dimensiones de la silleta inclinable atornillable opcional (mm)				
Para Modelo cilindro Fuer a ton.	Modelo de la silleta	Diámetro de la silleta J1	Saliente de la silleta del émbolo K1	
RAR-50	CATG-50	50	24	
RAR-100	CATG-150	91	31	
RAR-150	CATG-200	118	35	

Serie RAR



Fuerza:  
**50-150 ton.**

Carrera:  
**50-200 mm**

Presión máxima:  
**700 bar**



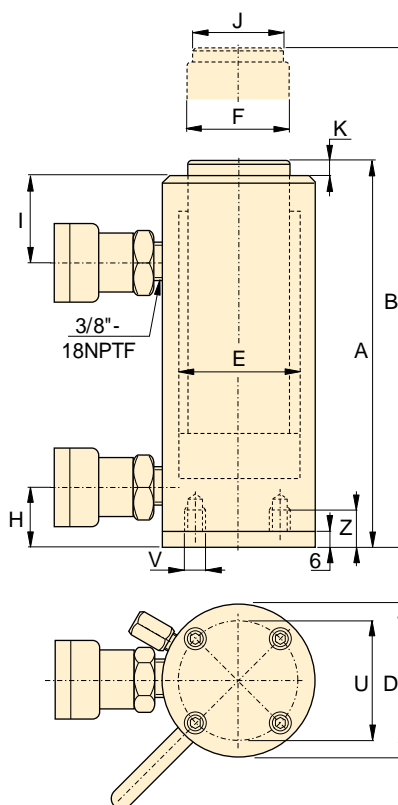
## Orificios de monta e para la placa base de acero

Los orificios de montaje de la base de los cilindros de aluminio se han diseñado para fijar la placa base de acero. No soportan la fuerza del cilindro. La placa base de acero protege al cilindro de daños y no debe desmontarse.

## Orificios de monta e placa base de acero

Modelo cilindro Fuer a ton.	Circ. de pernos U (mm)	Rosca V	Prof. de la rosca Z <sup>1)</sup> (mm)
RAR-50	110,0	M6	12
RAR-100	165,0	M6	12
RAR-150	200,0	M6	12

<sup>1)</sup> Incluyendo la placa base de 6 mm de espesor.



## Otras fuer as

Se dispone también de cilindros de aluminio de doble efecto también se encuentran disponibles en fuerzas de 20 y 30 ton.

## Otras longitudes de carrera

Todos los modelos de cilindros están disponibles con longitudes de carrera estándar de 50, 100, 150, 200 y 250 mm. Póngase en contacto con Enerpac para obtener información sobre pedidos.



## Elevación de una carga no equilibrada

Para levantar cargas no equilibradas, los sistemas de elevación integrados de Enerpac pueden ser la solución con posibilidades de múltiples puntos de elevación desde 4 a 64 puntos.

Página: **54**

Altura retraído A (mm)	Altura extendido B (mm)	Diámetro exterior D (mm)	Diámetro interior del cilindro E (mm)	Diámetro del vástago F (mm)	Base a conexión de avance H (mm)	Parte sup. a conexión de retracc. I (mm)	Diámetro de la silleta J (mm)	Saliente silleta del émbolo K (mm)	(kg)	Modelo
201	251	145	95,0	75,0	30	56	50	3	11,1	RAR-502
251	351	145	95,0	75,0	30	56	50	3	12,7	RAR-504
301	451	145	95,0	75,0	30	56	50	3	14,3	RAR-506
301	401	185	135,0	90,0	43	80	94	3	19,3	RAR-1004
351	501	185	135,0	90,0	43	80	94	3	22,2	RAR-1006
401	601	185	135,0	90,0	43	80	94	3	25,1	RAR-1008
348	498	230	170,0	110,0	38	75	113	3	33,2	RAR-1506

▼ De izquierda a derecha: CLP-2002, CLP-5002



## El más plano levantador de pesos



### Silletas

La serie de cilindros CLP incluye silletas integrales inclinables hasta un ángulo de 5°.



### Manómetros

Reducen al mínimo el riesgo de sobrecarga y aseguran durante mucho tiempo un servicio fiable. Consulte la sección Componentes donde encontrará una amplia variedad de manómetros.

Página: 121



### Mangueras

Enerpac ofrece una línea completa de mangueras hidráulicas de alta calidad. Para garantizar la seguridad de su sistema use sólo mangueras hidráulicas de Enerpac.

Página: 122

**Altura extremadamente baja para ser aplicados en áreas de traba o restringidas**

**Tuerca de seguridad para bloquear el movimiento**

**De simple efecto, retorno por carga**

**Revestimiento sintético especial para una mayor resistencia a la corrosión, funcionamiento suave y resistencia a cargas laterales del 3 sin provocar rayado**

**Rebosadero, funciona como limitador de carrera**

**Racor CR-400 y guardapolvo incluidos**

▼ ni a n i in P a a a a n s a s a na  
a a a a s a a á a ag a s i i a a a n a a  
i a i in an a a i n s ns



Fuer a del cilindro	Carrera	Modelo	Area Efectiva	Capa-cidad de aceite
ton. (kN)	(mm)		(cm <sup>2</sup> )	(cm <sup>3</sup> )
60 (606)	50	CLP-602	86,6	432
100 (1027)	50	CLP-1002	146,8	734
160 (1619)	45	CLP-1602	231,3	1040
200 (1999)	45	CLP-2002	285,6	1285
260 (2567)	45	CLP-2502	366,8	1650
400 (3916)	45	CLP-4002	559,5	2517
520 (5114)	45	CLP-5002	730,6	3287

\* Para revestimiento sintético especial añadir C al modelo.



# Cilindros ba os con tuerca de seguridad, de simple efecto



## Tablas de velocidad

Vea las Tablas de velocidad de los cilindros de Enerpac en nuestras Páginas Amarillas para saber la velocidad aproximada del cilindro.

Página: 119



## Cilindros de carrera larga con tuerca de bloqueo

Para aplicaciones de carrera larga con tuerca de bloqueo, los cilindros de las series

**RACL y CLL** son la elección perfecta

Página: 7

## Serie CLP



Fuerza:

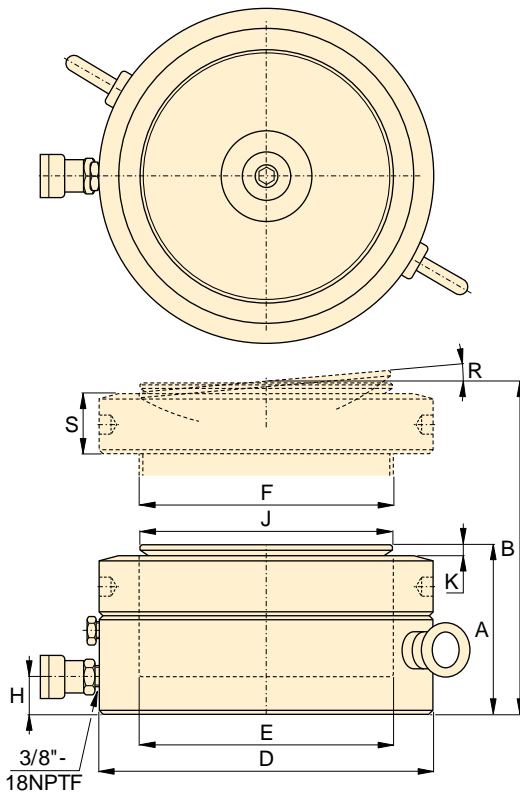
**60-520 ton.**

Carrera:

**45-50 mm**

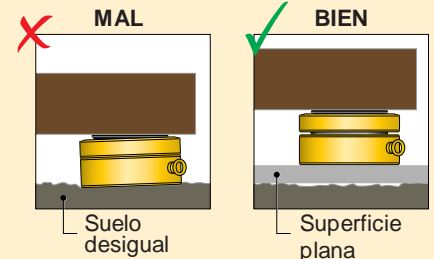
Presión máxima:

**700 bar**



**TODOS LOS CILINDROS SERIE CLP PRECISAN DE UNA SOLIDA SUPERFICIE DE ELEVACION PARA SOPORTE CORRECTO.**

**LA APLICACION DE CILINDROS BAJOS EN SUPERFICIES COMO ARENA, BARRO O FANGO PODRA DAÑAR EL CILINDRO**



Para más instrucciones de seguridad consulte las Páginas Amarillas.

Página: 110

Altura retraído	Altura extendido	Diámetro exterior	Diámetro interior	Diámetro del émbolo	Base a conexión	Diámetro de la silleta	Saliente de la silleta del émbolo	Angulo máximo de la silleta	Altura		Modelo
A (mm)	B (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	H (mm)	J (mm)	K (mm)	R	S (mm)	(kg)	
125	175	140	105,0	Tr 104 x 4	19	96	6	5°	28	15	CLP-602
137	187	175	136,7	Tr 136 x 6	21	126	8	5°	31	26	CLP-1002
148	193	220	171,6	Tr 171 x 6	27	160	9	5°	40	44	CLP-1602
155	200	245	190,7	Tr 190 x 6	30	180	10	5°	43	57	CLP-2002
159	204	275	216,1	Tr 216 x 6	32	200	11	5°	44	74	CLP-2502
178	223	350	266,9	Tr 266 x 6	39	250	11	4°	55	134	CLP-4002
192	237	400	305,0	Tr 305 x 6	48	290	10	3°	62	189	CLP-5002

# Cilindros ba os con tuerca de seguridad, de simple efecto



## Tablas de velocidad

Vea las Tablas de velocidad de los cilindros de Enerpac en nuestras Páginas Amarillas para saber la velocidad aproximada del cilindro.

Página: 119



## Cilindros de carrera larga con tuerca de bloqueo

Para aplicaciones de carrera larga con tuerca de bloqueo, los cilindros de las series

**RACL y CLL** son la elección perfecta

Página: 7

## Serie CLP



Fuerza:

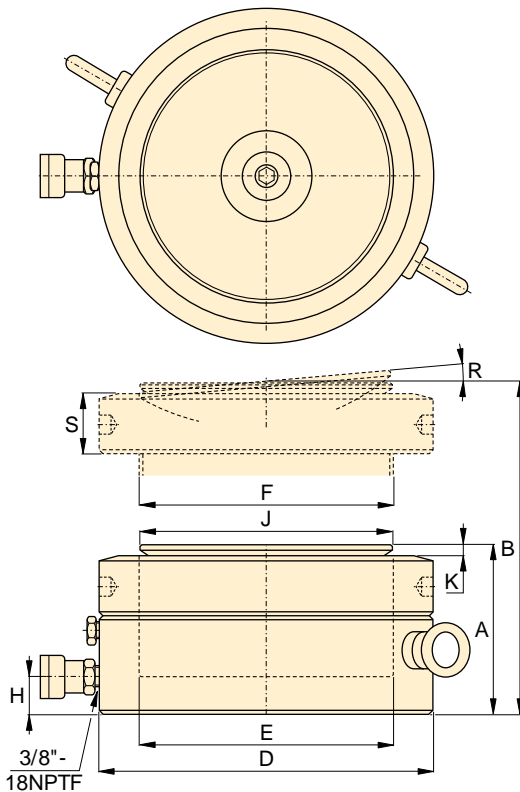
**60-520 ton.**

Carrera:

**45-50 mm**

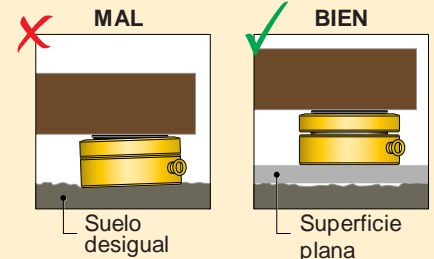
Presión máxima:

**700 bar**



**TODOS LOS CILINDROS SERIE CLP PRECISAN DE UNA SOLIDA SUPERFICIE DE ELEVACION PARA SOPORTE CORRECTO.**

**LA APLICACION DE CILINDROS BAJOS EN SUPERFICIES COMO ARENA, BARRO O FANGO PODRA DAÑAR EL CILINDRO**



Para más instrucciones de seguridad consulte las Páginas Amarillas.

Página: 110

Altura retraído	Altura extendido	Diámetro exterior	Diámetro interior	Diámetro del émbolo	Base a conexión	Diámetro de la silleta	Saliente de la silleta del émbolo	Angulo máximo de la silleta	Altura		Modelo
A (mm)	B (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	H (mm)	J (mm)	K (mm)	R	S (mm)	(kg)	
125	175	140	105,0	Tr 104 x 4	19	96	6	5°	28	15	CLP-602
137	187	175	136,7	Tr 136 x 6	21	126	8	5°	31	26	CLP-1002
148	193	220	171,6	Tr 171 x 6	27	160	9	5°	40	44	CLP-1602
155	200	245	190,7	Tr 190 x 6	30	180	10	5°	43	57	CLP-2002
159	204	275	216,1	Tr 216 x 6	32	200	11	5°	44	74	CLP-2502
178	223	350	266,9	Tr 266 x 6	39	250	11	4°	55	134	CLP-4002
192	237	400	305,0	Tr 305 x 6	48	290	10	3°	62	189	CLP-5002

▼ De izquierda a derecha: RSM-1000, RSM-300, RSM-50, RCS-1002, RCS-302



## Máxima relación de fuerza a altura



### Silletas

Los cilindros de la serie RCS tienen orificios de montaje en el émbolo para la instalación de silletas

inclinables. Vea la tabla para selección y dimensiones.

Página: **25**



### Elevación de los primeros milímetros

La cuña de elevación LW-16 y los gatos para maquinaria de la serie SOH son la

elección perfecta para elevar los primeros milímetros.

Página: **174**

### Cilindros Flat-Jac, serie RSM

Diseño plano y compacto, para usarse donde no cabrían otros cilindros

RSM-750, 1000 y 1500 vienen con asas para facilitar el transporte

De simple efecto, retroceso por muelle

Orificios de montaje que permiten la fácil fijación

Acabado esmaltado al horno para mayor resistencia a la corrosión

Racor CR-400 y guardapolvo incluido (RSM-50 viene equipado con racor AR-400)

Embolos de acero de alta calidad cromados en duro

Los extremos acanalados de los émbolos no requieren sileta

### Cilindros de poca altura, serie RCS

De poca altura ligeros, para usar en espacios reducidos

Acabado esmaltado al horno para mayor resistencia a la corrosión

Embolos de acero chapado

De simple efecto, retroceso por muelle

Rascador que reduce la contaminación y prolonga la vida útil del cilindro

Racor CR-400 y guardapolvo incluido

Embolo ranurado con orificios roscados para montar silletas inclinables

Asa integral en el RCS-1002 para facilidad de transporte

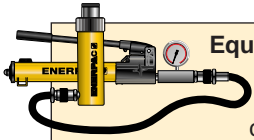
▼ ans s n ss áns i in s aa  
n iin nagan s a  
a á a ag a s iia aa n a  
a i a iin an a a in  
s ns



Fuerza del cilindro ton. (kN)	Carretera (mm)	Modelo	Área efectiva (cm <sup>2</sup> )	Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )
5 (45)	6	RSM-50	6,5	4
10 (101)	12	RSM-100	14,5	18
20 (201)	11	RSM-200	28,7	32
30 (295)	13	RSM-300	42,1	55
45 (435)	16	RSM-500	62,1	99
75 (718)	16	RSM-750	102,6	164
90 (887)	16	RSM-1000	126,7	203
150 (1386)	16	RSM-1500	198,1	317
10 (101)	38	RCS-101	14,5	55
20 (201)	45	RCS-201	28,7	129
30 (295)	62	RCS-302	42,1	261
45 (435)	60	RCS-502	62,1	373
90 (887)	57	RCS-1002	126,7	722

\* Disponible como equipo, vea la nota en la página siguiente.

# Cilindros de poca altura, de simple efecto



## Equipos de bomba y cilindro

Los cilindros marcados con un \* están disponibles en **equipos** (cilindro, bomba, manómetro, manguera y acopladores) para su comodidad al hacer sus pedidos.

Página: **64**

Serie  
**RSM**  
**RCS**



Fuerza:

**5-150 ton.**

Carrera:

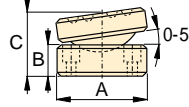
**6- 62 mm**

Presión máxima:

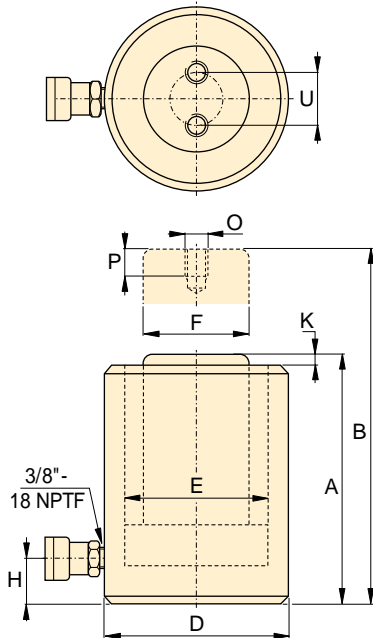
**700 bar**

### Dimensiones de la silleta inclinable atornillable opcional (mm)

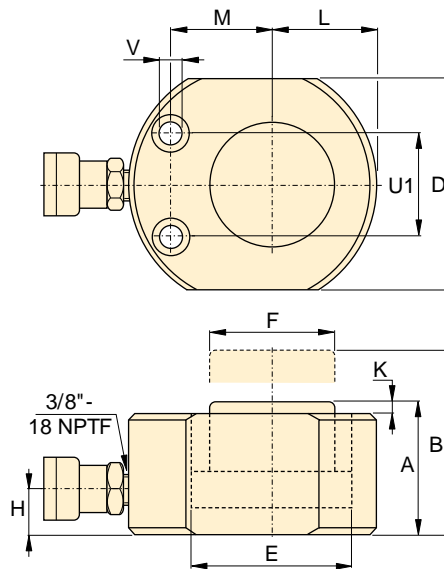
Para los modelos de cilindros:	Modelo	A	B	C*
RCS-101	CAT-11	35	11	21
RCS-201, -302, -502	CAT-51	50	15	29
RCS-1002	CAT-101	71	17	35



\* La dimension C es igual a la distancia que sobresale la silleta del émbolo. Se incluyen tornillos de montaje.




Serie RCS



Series RSM

### Dimensiones de los orificios de montaje de cilindro RSM (mm)

Modelo	Circ. de pernos U1	Diám. orificio V	Diám. contra-taladro	Profund. contra-taladro
RSM-50	28,5	5,5	9,1	4,3
RSM-100	36,6	7,1	10,7	7,9
RSM-200	49,3	10,0	15,1	9,9
RSM-300	52,3	10,0	15,9	11,2
RSM-500	66,5	11,0	19,0	12,7
RSM-750	76,2	13,5	20,6	14,2
RSM-1000	76,2	13,5	20,6	14,2
RSM-1500	117,3	13,5	20,6	14,2

Altura retraído	Altura extendido	Diámetro exterior	Diámetro interior	Diámetro émbolo	Base a conexión	Saliente de la silleta del émbolo	Centro émbolo a base	Orific. a centro del émbolo	Rosca	Profund. de la rosca	Circulo de pernos		Modelo
A (mm)	B (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	H (mm)	K (mm)	L (mm)	M (mm)	O (mm)	P (mm)	U (mm)	(kg)	
32	38	58 x 41	28,7	25,4	16	1	20	22	-	-	-	1,0	RSM-50
43	54	82 x 55	42,9	38,1	19	1	27	34	-	-	-	1,4	RSM-100
51	62	101 x 76	60,5	50,8	19	1	39	39	-	-	-	3,1	RSM-200
58	71	117 x 95	73,2	63,4	19	2	47	44	-	-	-	4,5	RSM-300
66	82	140 x 114	88,9	69,8	19	2	57	53	-	-	-	6,8	RSM-500
79	95	165 x 139	114,3	82,6	19	2	69	66	-	-	-	11,3	RSM-750
85	101	178 x 153	127,0	92,2	19	2	76	74	-	-	-	14,5	RSM-1000
100	116	215 x 190	158,8	114,3	23	2	95	82	-	-	-	26,3	RSM-1500
88	126	69	42,9	38,1	17	5	-	-	M4	8	26	4,1	RCS-101
98	143	92	60,5	50,8	17	3	-	-	M5	8	39	5,0	RCS-201
117	179	101	73,2	66,5	19	3	-	-	M5	8	39	6,8	RCS-302
122	182	124	88,9	69,8	23	2	-	-	M5	8	39	10,9	RCS-502
141	198	165	127,0	92,2	31	1	-	-	M8	10	55	22,7	RCS-1002

▼ De izquierda a derecha: BRC-25, BRC-46, BRP-306, BRP-606, BRP-106C

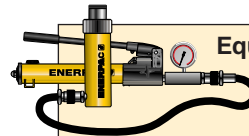


- Construcción de acero de alta resistencia**
- Protección contra la expulsión del émbolo, evita la sobre extensión del vástago**
- Embolo de acero cromado duro para prolongar la vida**
- Uniones desmontables en los modelos BRP**
- Acabado esmaltado al horno para mayor resistencia a la corrosión**
- Racor CR-400 y guardapolvo incluidos en todos los modelos**
- Rascador que reduce la contaminación y prolonga la vida del cilindro**
- De simple efecto, retroceso por muelle**

▼ as a a a a n s i n a s s i n s i n a a n a n



## Para usar en subconjuntos y módulos



### Equipos de bomba y cilindro

Los cilindros marcados con un \* están disponibles en **equipos** (cilindro, bomba, manómetro, manguera y acopladores) para su comodidad al hacer los pedidos.

Página: 64



### Manómetros

Reducen al mínimo el riesgo de sobrecarga y aseguran durante mucho tiempo un servicio fiable. Consulte la sección Componentes donde encontrará una amplia variedad de manómetros.

Página: 121



### Aditamentos y accesorios

BRC-25 y BRC-45 tienen roscas en la base, el collar y el émbolo para agregar una variedad de aditamentos y accesorios opcionales como cadenas, silletas y tubos de extensión.

Página: 170

▼ P a a i a n n a s n a a n n s  
g a s a i a n i n s P a i n  
n s i n a s a s s



# Cilindros de tracción, de simple efecto

Dimensiones de monta e del cilindro BRC (mm)				
Modelo	Orificio de montaje	Rosca del collarin	Longit. rosca collarin	Longit. rosca mont.
	V	W	X	Z
<b>BRC-25</b>	3/4" - 14 NPT	1 1/2" - 16 UN	24	17
<b>BRC-46</b>	1 1/4" - 11 1/2 NPT	2 1/4" - 14 UN	26	24
<b>BRC-106</b>	M30 x 2	M85 x 2	25	24

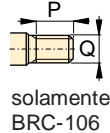
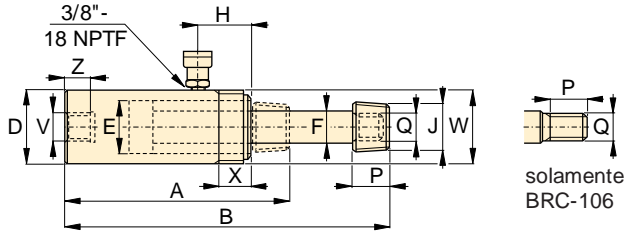
Serie  
**BRC**  
**BRP**



Fuerza:  
**2,5- 50 ton.**

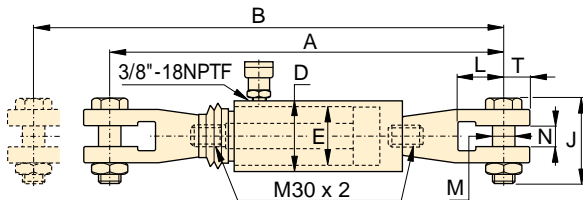
Carrera:  
**127-155 mm**

Presión máxima:  
**700 bar**

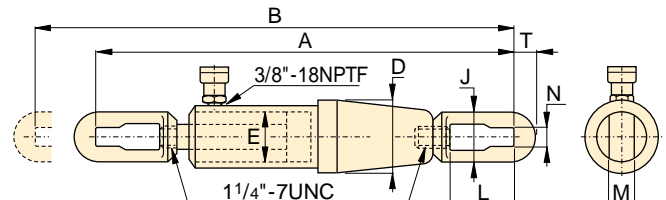


**BRC-25, -46, 106**

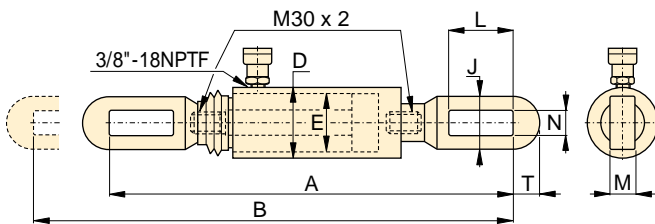
Fuer a del cilindro	Carrera	Modelo	Area efectiva	Capacidad de aceite	Altura retraído	Altura extendido	Diám. exterior	Diám. interior	Diám. émbolo	Con. de parte superior	Diámetro de la silleta	Long. rosca émbolo	Rosca exterior del émbolo	
ton. (kN)	(mm)		(cm <sup>2</sup> )	(cm <sup>3</sup> )	A (mm)	B (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	H (mm)	J (NPT)	P (mm)	Q	(kg)
<b>2,5 (24)</b>	127	<b>BRC-25</b>	3,5	45	264	391	48	28,4	19,0	45	3/4" - 14	28	1 1/16" - 24	1,8
<b>5 (51)</b>	140	<b>BRC-46</b>	7,3	101	301	441	57	42,9	30,2	42	1 1/4" - 11 1/2	32	1 3/16" - 16	4,5
<b>10 (105)</b>	151	<b>BRC-106</b>	15,0	228	289	440	85	54,1	31,8	39	-	25	M30x2	9,5



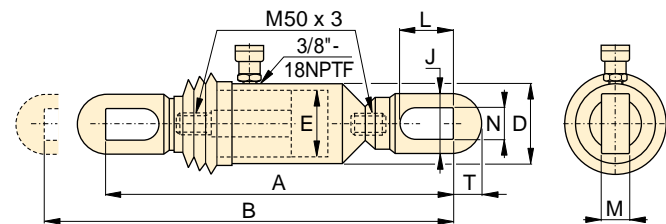
**BRP-106C**



**BRP-306**



**BRP-106L**



**BRP-606**

Fuer a del cilindro	Carrera	Modelo	Area efectiva	Capacidad de aceite	Altura retraído	Altura extendido	Diámetro exterior	Diám. interior	Altura del eslabón	Aper-tura del eslabón	Espe-dor del eslabón	Ancho del eslabón	Ranura a ext. de eslabón	
ton. (kN)	(mm)		(cm <sup>2</sup> )	(cm <sup>3</sup> )	A (mm)	B (mm)	D (mm)	E (mm)	J (mm)	L (mm)	M (mm)	N (mm)	T (mm)	(kg)
<b>10 (105)</b>	151	<b>BRP-106C</b>	15,0	227	587	738	85	54,1	119	62	30	35	32	15,9
	151	<b>BRP-106L</b>	15,0	227	541	692	85	54,1	67	115	22	30	32	13,2
<b>30 (326)</b>	155	<b>BRP-306</b>	46,6	722	1085	1240	136	88,9	114	145	35	39	50	48,1
<b>50 (505)</b>	152	<b>BRP-606</b>	72,1	1096	719	871	140	110,0	130	149	39	50	70	53,5

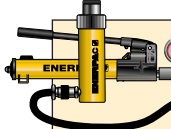
\* Equipados con fuelles de goma para proteger el vástago (BRP-106C, BRP-106L, BRP-606).

# Cilindros de émbolo hueco, serie RCH

▼ De izquierda a derecha: RCH-306, RCH-120, RCH-1003



## Versatilidad en aplicaciones de prueba, mantenimiento y tensado




**Equipos de bomba y cilindro**  
Los cilindros marcados con un \* están disponibles en **equipos** (cilindro, bomba, manómetro, manguera y acopladores) para su comodidad al hacer los pedidos.

**Página: 64**



**Cilindros de aluminio ultraligeros**  
Si necesita mejor relación entre la fuerza y el peso del cilindro, la serie ultraligera RACH es la elección perfecta.

**Página: 18**



**Silletas**  
La mayoría de la serie RCH están equipados con silletas lisas. Vea en la tabla de la siguiente página las silletas roscadas opcionales y las dimensiones de las mismas.

**Página: 29**

Diseño de émbolo hueco que permite tanto fuer as de tracción como de empu e

Tubo central flotante niquelado (modelos más de 20 ton.) que incrementa la vida til del producto

Acabado esmaltado al horno para mayor resistencia a la corrosión

Roscas del collarín para facilitar la fi ación

El RCH-120 tiene un racor AR-630 y una toma de 1 4 NPTF

RCH-121 y RCH-1211 tienen un reductor FZ-1630 y un racor AR-630 todos los otros modelos llevan un racor CR-400

De simple efecto, retroceso por muelle

▼ i in ia na aga a ii a aa s s nsi n a a



Fuer a del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva (cm <sup>2</sup> )	Capa- cidad de aceite (cm <sup>3</sup> )
13 (125)	8	RCH-120	17,9	14
	42	RCH-121	17,9	75
	42	RCH-1211	17,9	75
	76	RCH-123	17,9	136
20 (215)	49	RCH-202	30,7	150
	155	RCH-206	30,7	476
30 (326)	64	RCH-302	46,6	298
	155	RCH-306	46,6	722
60 (576)	76	RCH-603	82,3	626
	153	RCH-606	82,3	1259
95 (931)	76	RCH-1003	133,0	1011

Disponibles como equipos, vea la nota en esta página.

# Cilindros de émbolo hueco, de simple efecto



## Mangueras

Enerpac ofrece una línea completa de mangueras hidráulicas de alta calidad. Para garantizar la seguridad de su sistema, use sólo mangueras hidráulicas de Enerpac.

Página: 122

## Serie RCH



Fuerza:

**13-95 ton.**

Carrera:

**8-155 mm**

Diámetro orificio del centro:

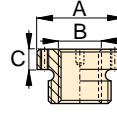
**19,6 - 79,0 mm**

Presión máxima:

**700 bar**

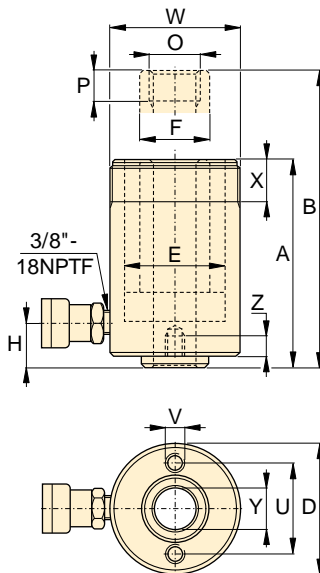
### Silletas templadas opcionales

Tipo de Silleta	Modelo del cilindro	Modelo de la silleta	Dimensiones (mm)		
			A	B	C
Roscada hueca	RCH-202, 206	HP-2015	53	1" - 8	9
	RCH-302, 306	HP-3015	63	1 1/4" - 7	9
	RCH-603, 606	HP-5016	91	1 5/8" - 5 1/2	12
	RCH-1003	HP-10016	126	2 1/2" - 8	13

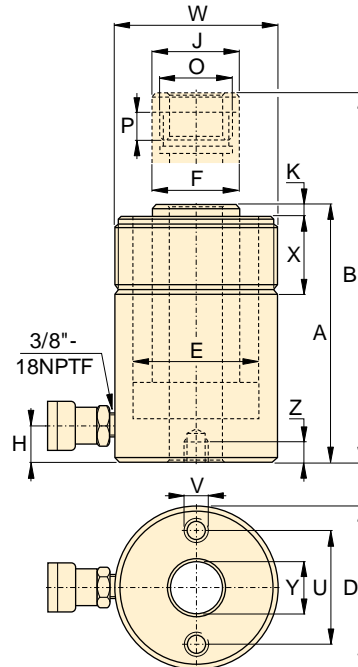


Silleta lisa hueca estándar en todos los modelos RCH (excepto en los modelos RCH-120 y RCH-1211).

RCH-121 y RCH-1211 tienen un resalto de 47 mm de diámetro que sobresale 6 mm de la base.



Modelos RCH-120 a RCH-123  
\* 1/4 NPTF por RCH-120



Modelos RCH-202 a RCH-1003

Dimensiones de los orificios de monta e (mm)			
Modelo	Círculo de pernos U	Rosca de orificio V	Prof. de la rosca Z
RCH-120	50,8	5/16" - 18 UNC	9,0
RCH-121	-	-	-
RCH-1211	-	-	-
RCH-123	50,8	5/16" - 18 UNC	12,7
RCH-202	82,6	3/8" - 16 UNC	9,4
RCH-206	82,6	3/8" - 16 UNC	9,4
RCH-302	92,2	3/8" - 16 UNC	14,0
RCH-306	92,2	3/8" - 16 UNC	14,0
RCH-603	130,3	1/2" - 13 UNC	14,0
RCH-606	130,3	1/2" - 13 UNC	14,0
RCH-1003	177,8	5/8" - 11 UNC	19,0

Altura retraído A (mm)	Altura extendido B (mm)	Diám. exterior D (mm)	Diám. int. del cilindro E (mm)	Diám. del émbolo F (mm)	Base a conexión H (mm)	Diámetro de la silleta J (mm)	Saliente de la silleta del émbolo K (mm)	Rosca interior del émbolo O	Long. de la rosca émbolo P (mm)	Rosca del collarín W	Long. de la rosca collarín X (mm)	Diám. orif. del centro Y (mm)	(kg)	Modelo
55	63	69	54,1	35,1	9	-	-	3/4" - 16 UN	16	2 3/4" - 16	30	19,6	1,5	RCH-120
120	162	69	54,1	35,1	19	-	-	-	-	2 3/4" - 16	30	19,6	2,8	RCH-121
120	162	69	54,1	35,1	19	-	-	3/4" - 16 UN	16	2 3/4" - 16	30	19,6	2,8	RCH-1211
184	260	69	54,1	35,1	19	-	-	-	-	2 3/4" - 16	30	19,6	4,4	RCH-123
162	211	98	73,1	54,1	19	54	9,7	1 9/16" - 16 UN	19	3 7/8" - 12	38	26,9	7,7	RCH-202
306	461	98	73,1	54,1	25	54	9,7	1 9/16" - 16 UN	19	3 7/8" - 12	38	26,9	14,1	RCH-206
178	242	114	88,9	63,5	21	63	9,0	1 13/16" - 16 UN	22	4 1/2" - 12	42	33,3	10,9	RCH-302
330	485	114	88,9	63,5	25	63	9,0	1 13/16" - 16 UN	22	4 1/2" - 12	42	33,3	21,8	RCH-306
247	323	159	123,9	91,9	31	91	12,0	2 3/4" - 16 UN	19	6 1/4" - 12	48	53,8	28,1	RCH-603
323	476	159	123,9	91,9	31	91	12,0	2 3/4" - 16 UN	19	6 1/4" - 12	48	53,8	35,4	RCH-606
254	330	212	165,1	127,0	38	126	12,0	4" - 16 UN	25	8 3/8" - 12	60	79,0	63,0	RCH-1003



▼ De izquierda a derecha: RRH-3010, RRH-1001, RRH-6010



## Versatilidad en aplicaciones de prueba, mantenimiento y tensión



### Selección de bomba

Un cilindro de doble efecto se debe accionar mediante una bomba con una válvula de 4 vías.

Página: 67



### Manómetros

Reducen al mínimo el riesgo de sobrecarga y aseguran durante mucho tiempo un servicio fiable. Consulte la sección Componentes donde encontrará una amplia variedad de manómetros.

Página: 121



### Silletas

Todos los cilindros RRH están equipados con silletas lisas. Vea la tabla en la siguiente página para las silletas roscadas opcionales y todas las dimensiones.

Página: 31

**Acabado esmaltado al horno para mayor resistencia a la corrosión**

**Collarín roscado para facilitar la fijación (excepto RRH-1001 y RRH-1508)**

**Versión de doble efecto para rápida retracción**

**Tubo central flotante níquelado que incrementa la vida útil del producto**

**Diseño de émbolo hueco que permite tanto fuerzas de tracción como de empuje**

**Racor CR-400 y guardapolvo incluidos en todos los modelos**

**Rascador que reduce la contaminación y prolonga la vida útil del cilindro**

▼ *sin sistemas análogos*



Fuerza del cilindro (ton.)	Carrera (mm)	Modelo	Fuerza máxima del cilindro (kN)		Área efectiva (cm <sup>2</sup> )		Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )	
			Avance	Retracc.	Avance	Retracc.	Avance	Retracc.
30	178	RRH-307	326	213	46,6	30,4	829	541
	258	RRH-3010	326	213	46,6	30,4	1202	784
60	89	RRH-603	576	380	82,3	54,2	733	482
	166	RRH-606	576	380	82,3	54,2	1366	900
	257	RRH-6010	576	380	82,3	54,2	2115	1393
95	38	RRH-1001	931	612	133,0	87,4	505	333
	76	RRH-1003	931	612	133,0	87,4	1011	666
	153	RRH-1006	931	612	133,0	87,4	2035	1337
	257	RRH-10010	931	612	133,0	87,4	3420	2246
145	203	RRH-1508	1429	718	204,1	102,6	4144	2083

# Cilindros de émbolo hueco, de doble efecto



## Mangueras

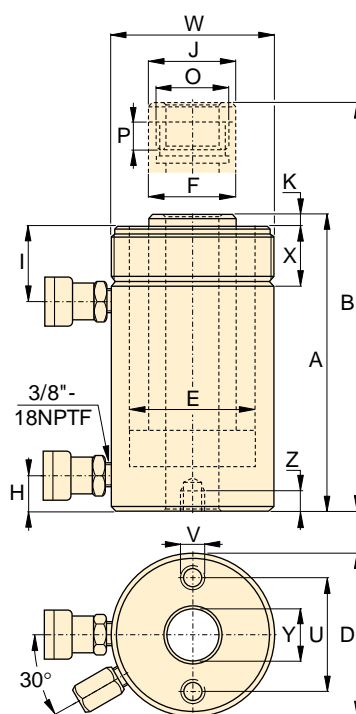
Enerpac ofrece una línea completa de mangueras hidráulicas de alta calidad. Para garantizar la seguridad

de su sistema, use sólo mangueras hidráulicas de Enerpac.

Página: 122

Silletas templadas opcionales					
Tipo de silleta	Modelo del cilindro	Modelo de la silleta	Dimensiones (mm)		
Roscada hueca	RRH-307, 3010	HP-3015	63	1 1/4" - 7	9
	RRH-603, 606, 6010	HP-5016	91	1 5/8" - 5 1/2	12
	RRH-1001, 1003, RRH-1006, 10010	HP-10016	126	2 1/2" - 8	13

Silleta lisa hueca estándar en todos los modelos RRH.



## Serie RRH



Fuerza:

**30-145 ton.**

Carrera:

**38-258 mm**


Diámetro orificio del centro:

**33,3 - 79,2 mm**

Presión máxima:

**700 bar**

Dimensiones de los orificios de montaje (mm)			
Modelo	Circulo de pernos U	Rosca de orificio V	Prof. de la rosca Z
RRH-307	92,2	3/8" - 16	15,7
RRH-3010	92,2	3/8" - 16	15,7
RRH-603	130,0	1/2" - 13	14,0
RRH-606	130,0	1/2" - 13	14,0
RRH-6010	130,0	1/2" - 13	14,0
RRH-1001	177,8	5/8" - 11	19,0
RRH-1003	177,8	5/8" - 11	19,0
RRH-1006	177,8	5/8" - 11	19,0
RRH-10010	177,8	5/8" - 11	19,0
RRH-1508	-	-	-

Altura retraído	Altura extendido	Diám. exterior	Diám. interior del cil.	Diám. del vástago	Base a conexión de avance	Parte sup. a toma de retracción	Diámetro de la silleta	Saliente silleta de emb.	Rosca interior del vástago	Long. de la rosca vástago	Rosca del collarín	Long. de la rosca collarín	Diám. orif. del centro		Modelo
A (mm)	B (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	H (mm)	I (mm)	J (mm)	K (mm)	O	P (mm)	W	X (mm)	Y (mm)	(kg)	
330	508	114	88,9	63,5	25	60	63	9	1 13/16" - 16	22	4 1/2" - 12	42	33,3	21	RRH-307
431	689	114	88,9	63,5	25	60	63	9	1 13/16" - 16	22	4 1/2" - 12	42	33,3	27	RRH-3010
247	336	159	123,9	91,9	31	66	91	12	2 3/4" - 16	19	6 1/4" - 12	48	53,8	28	RRH-603
323	489	159	123,9	91,9	31	66	91	12	2 3/4" - 16	19	6 1/4" - 12	48	53,8	35	RRH-606
438	695	159	123,9	91,9	31	66	91	12	2 3/4" - 16	19	6 1/4" - 12	48	53,8	45	RRH-6010
165	203	212	165,1	127,0	38	44	126	12	4" - 16	25	-	-	79,2	33	RRH-1001
254	330	212	165,1	127,0	38	85	126	12	4" - 16	25	8 3/8" - 12	60	79,2	61	RRH-1003
342	495	212	165,1	127,0	38	85	126	12	4" - 16	25	8 3/8" - 12	60	79,2	79	RRH-1006
460	717	212	165,1	127,0	38	85	126	12	4" - 16	25	8 3/8" - 12	60	79,2	106	RRH-10010
349	552	247	190,5	152,4	38	60	127	4	4 1/4" - 12	25	-	-	79,2	111	RRH-1508

▼ De izquierda a derecha: BRD-2510, BRD-96, BRD-256, BRD-41, BRD-166



## Gran precisión y funcionamiento frecuente



### Tablas de velocidad

Vea las Tablas de velocidad de los cilindros de Enerpac en nuestras

Páginas Amarillas para determinar la velocidad.

Página: **119**



### Diseño Golden Ring

Los cilindros BRD incorporan el Golden Ring para proporcionar durante mucho tiempo un funcionamiento seguro.

Diseñados para una larga vida útil, la mejor elección para las aplicaciones de producción

Configuraciones de montaje únicas que facilitan la fijación

Acabado esmaltado al horno para mayor resistencia a la corrosión

Doble efecto, fuerza en ambas direcciones, proporcionando máxima versatilidad

Rascador que reduce la contaminación y prolonga la vida útil del cilindro

Todos los modelos están disponibles con roscas en pulgadas (en la serie RD)

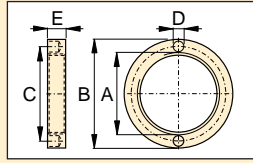
▼ *anin sn a ( n  
s ns na s s) aaaa  
si n gan i i i a na*



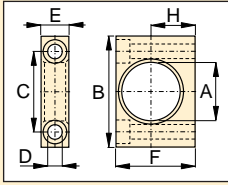
Fuerza del cilindro (ton.)	Carrera (mm)	Modelo	Fuerza máxima del cilindro (kN)		Área efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )		Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )		Altura retraído	Altura extendido	Longitud del cuerpo C (mm)	Diámetro externo D (mm)	Diámetro interior E (mm)	Diámetro del vástago F (mm)
			Empuje	Tracción	Empuje	Tracción	Empuje	Tracción	A	B				
									(mm)	(mm)				
4	28	BRD-41	35	16	5,1	2,2	14	6	186	214	162	50	25,4	19,0
	79	BRD-43	35	16	5,1	2,2	40	17	237	316	213	50	25,4	19,0
	155	BRD-46	35	16	5,1	2,2	79	34	313	468	289	50	25,4	19,0
8	28	BRD-91	80	44	11,4	6,3	32	18	223	251	198	65	38,1	25,4
	79	BRD-93	80	44	11,4	6,3	90	50	274	353	249	65	38,1	25,4
	155	BRD-96	80	44	11,4	6,3	177	98	350	505	325	65	38,1	25,4
	257	BRD-910	80	44	11,4	6,3	293	162	452	709	427	65	38,1	25,4
15	159	BRD-166	142	77	20,3	10,6	323	169	389	548	359	80	50,8	35,0
	260	BRD-1610	142	77	20,3	10,6	528	276	491	751	461	80	50,8	35,0
23	159	BRD-256	222	98	31,7	13,7	504	218	424	583	397	92	63,5	47,8
	260	BRD-2510	222	98	31,7	13,7	824	356	526	786	499	92	63,5	47,8

# Cilindros de precisión para producción, de doble efecto

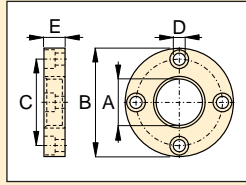
## ▼ ACCESORIOS PARA CILINDROS BRD



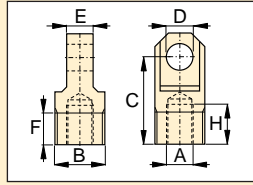
**Contratuera**  
Pa a i a n a s  
s a i a  
n i a n s n a s  
s a i a



**Pedestal**  
n a n a n  
i i n



**Brida**  
n a n a n  
i i n



**Mosquetón**  
s a n á s a g  
n a a s i i n

Modelo	Cil. BRD (ton.)	Dimensiones (mm)						
		A	B	C	D	E	F	H
<b>Monta e de pedestal con contratuera</b>								
BAD-141	4	42,1	80	58,0	10,5	20,0	57,0	31,8
BAD-171	8	56,1	105	78,0	13,5	25,0	82,5	44,5
BAD-181	15	70,1	127	95,2	20,0	35,0	100,0	52,4
BAD-191	23	85,1	159	117,5	26,5	45,0	125,0	63,5
<b>Monta e de brida con contratuera</b>								
BAD-142	4	42,1	98,4	78,6	11,0	19,0	-	-
BAD-172	8	56,1	121	98,4	11,0	25,4	-	-
BAD-182	15	70,1	143	115,9	16,0	35,0	-	-
BAD-192	23	85,1	159	135,7	17,0	44,5	-	-
<b>Contratuera</b>								
BAD-143	4	M42 x 1,5	57	49,5	6,3	9,5	-	-
BAD-173	8	M56 x 2	75	65,5	6,7	12,7	-	-
BAD-183	15	M70 x 2	92	81,0	6,7	19,0	-	-
BAD-193	23	M85 x 2	108	96,5	6,7	25,4	-	-
<b>Monta e de mosquetón (consulte la siguiente tabla para conocer las dimensiones de montaje L, L1 y M)</b>								
BAD-150	4	M16 x 1,5	M30 x 1,5	52,4	16,0	15,9	19,1	23,8
BAD-151	8	M22 x 1,5	M42 x 1,5	57,1	20,0	25,4	25,4	23,8
BAD-152	15	M30 x 1,5	M56 x 2	77,8	25,0	31,8	25,4	30,2
BAD-153	23	M42 x 1,5	M70 x 2	77,8	32,0	38,2	25,4	27,0

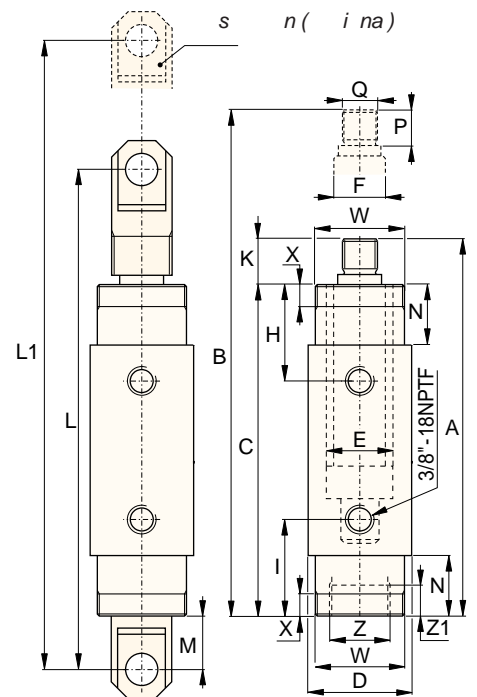
## Serie BRD



Fuerza:  
**4-23 ton.**

Carrera:  
**28-260 mm**

Presión máxima:  
**700 bar**



Parte sup. conex. de retracción H (mm)	Fondo a conexión de avance I (mm)	Saliente del vástago en retracción K (mm)	Dimensiones de monta e de los mosquetones			Largo del bloque N (mm)	Long. de la rosca del vást. P (mm)	Rosca externa del vástago Q (mm)	Dimensiones de monta e del cilindro (mm)				Modelo	
			L (mm)	L1 (mm)	M (mm)				Rosca del collarín W	Longitud de rosca del collar. X	Rosca interna de la base Z	Long. de rosca int. de la base Z1		(kg)
47	47	24	258	286	41	29	22	M16 x 1,5	M42 x 1,5	11	M30 x 1,5	9	2,0	BRD-41
47	47	24	308	387	41	29	22	M16 x 1,5	M42 x 1,5	11	M30 x 1,5	9	2,6	BRD-43
47	47	24	385	540	41	29	22	M16 x 1,5	M42 x 1,5	11	M30 x 1,5	9	3,6	BRD-46
57	57	25	295	323	38	38	22	M22 x 1,5	M56 x 2	14	M42 x 1,5	14	3,0	BRD-91
57	57	25	346	425	38	38	22	M22 x 1,5	M56 x 2	14	M42 x 1,5	14	4,2	BRD-93
57	57	25	422	577	38	38	22	M22 x 1,5	M56 x 2	14	M42 x 1,5	14	5,6	BRD-96
57	57	25	524	781	38	38	22	M22 x 1,5	M56 x 2	14	M42 x 1,5	14	7,3	BRD-910
73	73	30	492	651	52	54	28	M30 x 1,5	M70 x 2	22	M56 x 2	24	10,2	BRD-166
73	73	30	593	853	52	54	28	M30 x 1,5	M70 x 2	22	M56 x 2	24	14,5	BRD-1610
89	89	27	524	683	53	70	25	M42 x 1,5	M85 x 2	29	M70 x 2	26	16,0	BRD-256
89	89	27	626	886	53	70	25	M42 x 1,5	M85 x 2	29	M70 x 2	26	20,3	BRD-2510

# Cilindros de doble efecto, serie RR

▼ De izquierda a derecha: RR-10013, RR-1502, RR-20013, RR-1010, RR-7513



## Los más versátiles

Suficientemente resistentes para utilizarse en las aplicaciones más rigurosas y diseñados con precisión para los usos industriales de ciclos frecuentes



### Silletas

Los cilindros de la serie RR tienen orificios de montaje en el vástago para la instalación de silletas inclinables de la serie CAT.

Página: 35



### Elevación en obras

Para la elevación pesada en obras utilice las bombas eléctricas Enerpac de la serie ZE.

Un cilindro de doble efecto debe accionarse mediante una bomba con una válvula de 4 vías.

Página: 90

Las roscas del collarín y del émbolo, así como los orificios de montaje en la base, facilitan la fijación (en la mayoría de los modelos)

Acabado de esmaltado al horno para mayor resistencia a la corrosión

Silletas templadas desmontables protegen el vástago durante el funcionamiento

Válvula de seguridad incorporada previene la sobrepresión accidental

Racores CR-400 y guardapolvos incluidos

Rascador que reduce la contaminación y prolonga la vida útil del cilindro

▼ *ins a aaga n a s n nsis a sian g a a a  
a a s a a s a i i nas a s a s a s a s i n i n a*

▼ *s i n s g a n i a n a i s i n  
n n a n s a i á i a s i a*



# Cilindros de doble efecto y carrera larga



La fuerza de retracción de algunos cilindros RR es inferior a los valores teóricos, a causa de las válvulas de seguridad:

RR-308/3014: 275 bar,  
RR-506/5012/5020: 480 bar,  
RR-756/7513: 495 bar.

## ▼ TABLA DE SELECCION RAPIDA

Para información técnica completa, vea la página siguiente.

Fuer a del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )		Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )		Altura retraído (mm)
			Empuje	Tracción	Empuje	Tracción	
10 (101)	254	RR-1010	14,5	4,8	368	122	409
	305	RR-1012	14,5	4,8	442	147	457
30 (295)	209	RR-308	42,1	19,1	879	400	387
	368	RR-3014	42,1	19,1	1549	703	549
50 (498)	156	RR-506	71,2	21,5	1111	335	331
	334	RR-5013	71,2	21,5	2378	718	509
	511	RR-5020	71,2	21,5	3638	1099	733
75 (718)	156	RR-756	102,6	31,4	1601	490	347
	333	RR-7513	102,6	31,4	3417	1046	525
95 (933)	168	RR-1006	133,3	62,2	2238	1045	357
	333	RR-10013	133,3	62,2	4439	2071	524
	460	RR-10018	133,3	62,2	6132	2861	687
140 (1386)	57	RR-1502	198,1	95,4	1129	544	196
	156	RR-1506	198,1	95,4	3090	1488	385
	333	RR-15013	198,1	95,4	6597	3177	582
	815	RR-15032	198,1	95,4	16145	7775	1116
200 (1995)	152	RR-2006	285,0	145,3	4332	2209	430
	330	RR-20013	285,0	145,3	9405	4795	608
	457	RR-20018	285,0	145,3	13025	6640	765
	610	RR-20024	285,0	145,3	17385	8863	917
	914	RR-20036	285,0	145,3	26049	13280	1222
325 (3201)	1219	RR-20048	285,0	145,3	34741	17712	1527
	153	RR-3006	457,3	243,2	6997	3721	485
	305	RR-30012	457,3	243,2	13947	7418	638
	457	RR-30018	457,3	243,2	20889	11114	790
	609	RR-30024	457,3	243,2	27850	14811	943
440 (4292)	915	RR-30036	457,3	243,2	41843	22253	1247
	1219	RR-30048	457,3	243,2	55745	29646	1552
	152	RR-4006	613,1	328,1	9319	4987	538
	305	RR-40012	613,1	328,1	18700	10007	690
	457	RR-40018	613,1	328,1	28018	14995	843
520 (5108)	610	RR-40024	613,1	328,1	37400	20014	995
	914	RR-40036	613,1	328,1	56037	29988	1300
	1219	RR-40048	613,1	328,1	74737	39996	1605
	153	RR-5006	729,7	405,4	11164	6203	577
	305	RR-50012	729,7	405,4	22256	12365	730
520 (5108)	457	RR-50018	729,7	405,4	33347	18526	882
	609	RR-50024	729,7	405,4	44440	24689	1035
	915	RR-50036	729,7	405,4	66768	36973	1339
	1219	RR-50048	729,7	405,4	88951	49418	1644

## Serie RR



Fuerza:

**10- 520 ton.**

Carrera:

**57-1219 mm**

Presión máxima:

**700 bar**



### Cilindros de serie CLRG

Si su aplicación no requiere alta precisión los cilindros de la serie CLRG de Enerpac pueden ser la alternativa correcta.

Página: **46**



### Tablas de velocidad

Vea las Tablas de los cilindros de Enerpac en nuestras Páginas Amarillas para determinar la velocidad aproximada de su cilindro.

Página: **119**



### Silletas opcionales

Silletas a presión opcionales para los cilindros de doble efecto de la serie RR:

Tipo silleta	Modelo del cilindro	Modelo de la silleta
Plana	RR-1010, 1012	A-102F
	RR-1010, 1012	CAT-10
Inclinable	RR-308, 3014	CAT-50
	RR-506, 5013	CAT-100
	RR-5020, 756 RR-7513	

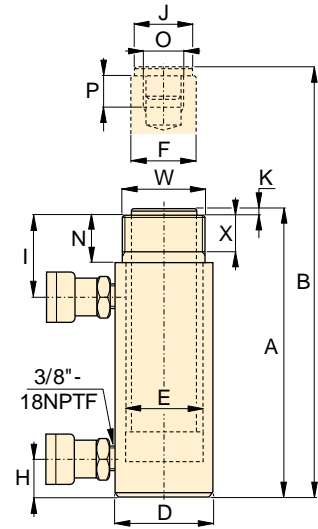
### Silletas estándar:

Ranurada	RR-1010, 1012	A-102G
	RR-308, 3014	A-252G

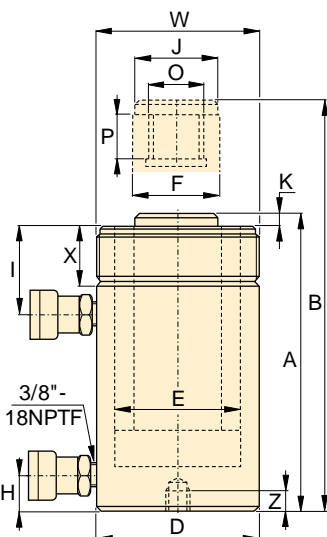
Para información adicional en cuanto a las silletas:

Página: **12**

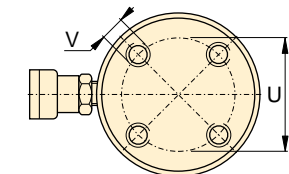
# Cilindros de doble efecto, serie RR



RR-1010 - RR-3014

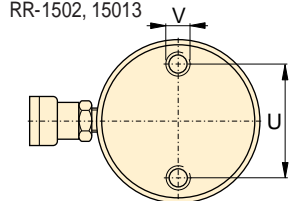


RR-506 - RR-50048



RR-1006 - RR-30048

No dispone de orificios de montaje en los modelos:  
RR-506, 5013  
RR-756, 7513  
RR-1502, 15013



RR-4006 - RR-50048

La ubicación de los orificios de montaje en la base es únicamente como referencia, ya que se ve afectada por el ensamblado.



La fuerza de retracción de algunos cilindros RR es inferior a los valores teóricos, a causa de las válvulas de seguridad:

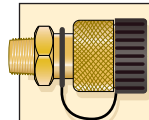
RR-308/3014: 275 bar,  
RR-506/5012/5020: 480 bar,  
RR-756/7513: 495 bar.

◀ Vea las características completas en la página anterior.

Fuer a del cilindro ton.	Carrera (mm)	Modelo	Fuer a máx. del cilindro (kN)		Area efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )		Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )		Altura retraído	Altura extendido	Diám. exterior
			Empuje	Tracc.	Empuje	Tracc.	Empuje	Tracc.	A (mm)	B (mm)	D (mm)
10	254	RR-1010	101	33	14,5	4,8	368	0122	409	663	73
	305	RR-1012	101	33	14,5	4,8	442	147	457	762	73
30	209	RR-308	295	53	42,1	19,1	879	400	387	596	101
	368	RR-3014	295	53	42,1	19,1	1549	703	549	917	101
50	156	RR-506	498	103	71,2	21,5	1111	335	331	487	127
	334	RR-5013	498	103	71,2	21,5	2378	718	509	843	127
	511	RR-5020	498	103	71,2	21,5	3638	1099	733	1244	127
75	156	RR-756	718	156	102,6	31,4	1601	490	347	503	146
	333	RR-7513	718	156	102,6	31,4	3417	1046	525	858	146
95	168	RR-1006	933	435	133,3	62,2	2238	1045	357	525	177
	333	RR-10013	933	435	133,3	62,2	4439	2071	524	857	177
	460	RR-10018	933	435	133,3	62,2	6132	2861	687	1147	177
140	57	RR-1502	1386	668	198,1	95,4	1129	544	196	253	203
	156	RR-1506	1386	668	198,1	95,4	3090	1488	385	541	203
	333	RR-15013	1386	668	198,1	95,4	6597	3177	582	915	203
	815	RR-15032	1386	668	198,1	95,4	16145	7775	1116	1931	203
200	152	RR-2006	1995	1017	285,0	145,3	4332	2209	430	582	247
	330	RR-20013	1995	1017	285,0	145,3	9405	4795	608	938	247
	457	RR-20018	1995	1017	285,0	145,3	13025	6640	765	1222	247
	610	RR-20024	1995	1017	285,0	145,3	17385	8863	917	1527	247
	914	RR-20036	1995	1017	285,0	145,3	26049	13280	1222	2136	247
	1219	RR-20048	1995	1017	285,0	145,3	34741	17712	1527	2746	247
325	153	RR-3006	3201	1703	457,3	243,2	6997	3721	485	638	311
	305	RR-30012	3201	1703	457,3	243,2	13947	7418	638	943	311
	457	RR-30018	3201	1703	457,3	243,2	20889	11114	790	1247	311
	609	RR-30024	3201	1703	457,3	243,2	27850	14811	943	1552	311
	915	RR-30036	3201	1703	457,3	243,2	41843	22253	1247	2162	311
	1219	RR-30048	3201	1703	457,3	243,2	55745	29646	1552	2771	311
440	152	RR-4006	4292	2297	613,1	328,1	9319	4987	538	690	358
	305	RR-40012	4292	2297	613,1	328,1	18700	10007	690	995	358
	457	RR-40018	4292	2297	613,1	328,1	28018	14995	843	1300	358
	610	RR-40024	4292	2297	613,1	328,1	37400	20014	995	1605	358
	914	RR-40036	4292	2297	613,1	328,1	56037	29988	1300	2214	358
	1219	RR-40048	4292	2297	613,1	328,1	74737	39996	1605	2824	358
520	153	RR-5006	5108	2838	729,7	405,4	11164	6203	577	730	397
	305	RR-50012	5108	2838	729,7	405,4	22256	12365	730	1035	397
	457	RR-50018	5108	2838	729,7	405,4	33347	18526	882	1339	397
	609	RR-50024	5108	2838	729,7	405,4	44440	24689	1035	1644	397
	915	RR-50036	5108	2838	729,7	405,4	66768	36973	1339	2254	397
	1219	RR-50048	5108	2838	729,7	405,4	88951	49418	1644	2863	397

\* Para RR-1010 y RR-1012: N = 32 mm; para RR-308 y RR-3014: N = 55 mm.

# Cilindros de doble efecto y carrera larga



## Enchufes incluidos

Se incluyen enchufes rápidos CR-400 en todos los modelos.

Apropiados para cualquier manguera de la serie HC.

Fuerza:

**10-520 ton.**

Carrera:


**57-1219 mm**

Presión máxima:

**700 bar**

Serie  
**RR**



Diám. interior E (mm)	Diám. del vástago F (mm)	Base a con. de avance H (mm)	Parte sup. a conex. retracc. I (mm)	Diám. de la silleta J (mm)	Saliente de la silleta K (mm)	Rosca interna del vástago O	Long. de rosca del vástago P (mm)	Rosca de montaje en la base			Rosca del collarín W	Long. rosca collarín X (mm)	 (kg)	Modelo
								Diám círculo U (mm)	Rosca V	Prof. de la rosca Z (mm)				
42,9	34,9	36	57	35	6	1" - 8	25	-	-	-	2 1/4" - 14	26	12	RR-1010
42,9	34,9	36	57	35	6	1" - 8	25	-	-	-	2 1/4" - 14	26	14	RR-1012
73,2	54,1	39	81	50	10	1 1/2" - 16	25	-	-	-	3 5/16" - 12	49	18	RR-308
73,2	54,1	39	81	50	10	1 1/2" - 16	25	-	-	-	3 5/16" - 12	49	29	RR-3014
95,2	79,5	28	76	71	2	1" - 12	25	-	-	-	5" - 12	44	30	RR-506
95,2	79,5	28	76	71	2	1" - 12	25	-	-	-	5" - 12	44	52	RR-5013
95,2	79,5	57	76	71	2	1" - 12	25	76	1/2" - 13	25	5" - 12	44	68	RR-5020
114,3	95,2	30	76	71	6	1" - 12	38	-	-	-	5 3/4" - 12	38	41	RR-756
114,3	95,2	30	81	71	6	1" - 12	38	-	-	-	5 3/4" - 12	38	68	RR-7513
130,3	95,2	38	71	76	3	1 3/4" - 12	35	139	3/4" - 10	25	6 7/8" - 12	50	61	RR-1006
130,3	95,2	38	71	76	3	1 3/4" - 12	35	139	3/4" - 10	25	6 7/8" - 12	50	93	RR-10013
130,3	95,2	41	92	76	3	1 3/4" - 12	35	139	3/4" - 10	25	6 7/8" - 12	50	117	RR-10018
158,8	114,3	22	66	114	19	-	-	-	-	-	-	-	49	RR-1502
158,8	114,3	49	84	114	19	3 3/8" - 16	35	158	3/4" - 16	28	8" - 12	55	93	RR-1506
158,8	114,3	49	84	114	19	3 3/8" - 16	35	158	3/4" - 16	28	8" - 12	55	124	RR-15013
158,8	114,3	76	88	114	19	3 3/8" - 16	35	-	-	-	8" - 12	55	238	RR-15032
190,5	133,4	57	96	133	22	-	-	127	1" - 8	25	-	-	147	RR-2006
190,5	133,4	57	96	133	22	2 1/2" - 12	63	127	1" - 8	25	9 3/4" - 12	54	199	RR-20013
190,5	133,4	85	101	133	22	2 1/2" - 12	63	127	1" - 8	25	9 3/4" - 12	54	204	RR-20018
190,5	133,4	85	101	133	22	2 1/2" - 12	63	127	1" - 8	25	9 3/4" - 12	54	279	RR-20024
190,5	133,4	85	101	133	22	2 1/2" - 12	63	127	1" - 8	25	9 3/4" - 12	54	383	RR-20036
190,5	133,4	85	101	133	22	2 1/2" - 12	63	127	1" - 8	25	9 3/4" - 12	54	483	RR-20048
241,3	165,1	88	114	165	28	2 1/2" - 12	82	158	1 1/4" - 7	44	12 1/4" - 12	58	200	RR-3006
241,3	165,1	88	114	165	28	2 1/2" - 12	82	158	1 1/4" - 7	44	12 1/4" - 12	58	312	RR-30012
241,3	165,1	88	114	165	28	2 1/2" - 12	82	158	1 1/4" - 7	44	12 1/4" - 12	58	385	RR-30018
241,3	165,1	88	114	165	28	2 1/2" - 12	82	158	1 1/4" - 7	44	12 1/4" - 12	58	469	RR-30024
241,3	165,1	88	114	165	28	2 1/2" - 12	82	158	1 1/4" - 7	44	12 1/4" - 12	58	628	RR-30036
241,3	165,1	88	114	165	28	2 1/2" - 12	82	158	1 1/4" - 7	44	12 1/4" - 12	58	780	RR-30048
279,4	190,5	108	133	190	28	3" - 12	95	203	1 1/2" - 6	50	14 1/8" - 8	65	303	RR-4006
279,4	190,5	108	133	190	28	3" - 12	95	203	1 1/2" - 6	50	14 1/8" - 8	65	399	RR-40012
279,4	190,5	108	133	190	28	3" - 12	95	203	1 1/2" - 6	50	14 1/8" - 8	65	453	RR-40018
279,4	190,5	108	133	190	28	3" - 12	95	203	1 1/2" - 6	50	14 1/8" - 8	65	597	RR-40024
279,4	190,5	108	133	190	28	3" - 12	95	203	1 1/2" - 6	50	14 1/8" - 8	65	792	RR-40036
279,4	190,5	108	133	190	28	3" - 12	95	203	1 1/2" - 6	50	14 1/8" - 8	65	980	RR-40048
304,8	203,2	120	152	203	28	3 1/4" - 12	108	203	1 3/4" - 5	57	15 5/8" - 8	79	432	RR-5006
304,8	203,2	120	152	203	28	3 1/4" - 12	108	203	1 3/4" - 5	57	15 5/8" - 8	79	589	RR-50012
304,8	203,2	120	152	203	28	3 1/4" - 12	108	203	1 3/4" - 5	57	15 5/8" - 8	79	680	RR-50018
304,8	203,2	120	152	203	28	3 1/4" - 12	108	203	1 3/4" - 5	57	15 5/8" - 8	79	816	RR-50024
304,8	203,2	120	152	203	28	3 1/4" - 12	108	203	1 3/4" - 5	57	15 5/8" - 8	79	1002	RR-50036
304,8	203,2	120	152	203	28	3 1/4" - 12	108	203	1 3/4" - 5	57	15 5/8" - 8	79	1224	RR-50048



▼ De izquierda a derecha: CLSG-506, CLSG-5006, CLSG-4006



## La solución de simple efecto para levantar grandes cargas, con tuerca de retención integrada



### Silletas

Los cilindros CLSG están equipados con silletas desmontables ranuradas, atornillables. Para más

información sobre las silletas, vea la tabla de selección.

Página: **41**



### Manómetros

Reducen al mínimo el riesgo de sobrecarga y aseguran durante mucho tiempo un servicio fiable. Consulte la

sección Componentes donde encontrará una amplia variedad de manómetros.

Página: **121**



### Elevación en obras

Para la elevación pesada en obras utilice las bombas eléctricas Enerpac de la serie ZE.

Página: **90**



### Extrapolanos, grandes cargas

Cuando se combinan pequeñas alturas con grandes cargas, los cilindros extraplano con tuercas de seguridad ofrecen la solución para levantar

los primeros centímetros.

Página: **22**



### Elementos estándar

- Silletas ranuradas y endurecidas intercambiables
- Cáncamos en el lateral y en la parte superior
- Racor y guardapolvos CR-400
- Todos los cilindros cumplen con los estándares ASME B-30.1 y ISO 10100.

La tuerca de retención integrada provee de protección al émbolo contra excesos de carrera

El acabado al esmalte de la parte exterior de las camisas y los pistones niquelados aseguran una mayor protección contra la corrosión

El cojinete, gracias a su diseño único, resiste las fuerzas de la carga lateral hasta un 10% de la capacidad del cilindro, evitando que el émbolo se raye

Las silletas estriados y endurecidos intercambiables son estándar

Los orificios para el montaje de la base son estándar en todos los modelos

Rascador del émbolo reduce la contaminación, prolongando la vida útil del cilindro

Simple efecto, retorno por carga


▼ *in ass sa an ns n s i a s*



# Cilindros de gran tonelaje, de simple efecto

## ▼ TABLA DE SELECCION RAPIDA

Para información técnica completa, vea la página siguiente.

Fuerza del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )	Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )	Altura retraído (mm)	 (kg)
50 (539)	50	CLSG-502	77,0	385	162	17
	100	CLSG-504	77,0	770	212	20
	150	CLSG-506	77,0	1155	262	23
	200	CLSG-508	77,0	1540	312	27
	250	CLSG-5010	77,0	1924	362	31
	300	CLSG-5012	77,0	2309	412	34
100 (929)	50	CLSG-1002	132,7	664	182	19
	100	CLSG-1004	132,7	1327	232	29
	150	CLSG-1006	132,7	1991	282	40
	200	CLSG-1008	132,7	2655	332	50
	250	CLSG-10010	132,7	3318	382	61
150 (1390)	50	CLSG-1502	198,6	993	196	39
	100	CLSG-1504	198,6	1986	246	52
	150	CLSG-1506	198,6	2978	296	65
	200	CLSG-1508	198,6	3971	346	78
	250	CLSG-15010	198,6	4964	396	92
	300	CLSG-15012	198,6	5957	446	105
200 (1861)	50	CLSG-2002	265,9	1330	216	55
	150	CLSG-2006	265,9	3989	316	91
	300	CLSG-20012	265,9	7977	466	146
250 (2565)	50	CLSG-2502	366,4	1832	235	102
	150	CLSG-2506	366,4	5497	335	136
	300	CLSG-25012	366,4	10993	485	207
300 (3193)	50	CLSG-3002	456,2	2281	312	184
	150	CLSG-3006	456,2	6843	412	232
	300	CLSG-30012	456,2	13685	562	303
400 (3919)	50	CLSG-4002	559,9	2800	375	270
	150	CLSG-4006	559,9	8399	475	330
	300	CLSG-40012	559,9	16797	625	421
500 (5114)	50	CLSG-5002	730,6	3653	419	401
	150	CLSG-5006	730,6	10959	519	480
	300	CLSG-50012	730,6	21918	669	599
600 (5987)	50	CLSG-6002	855,3	4276	429	474
	150	CLSG-6006	855,3	12829	529	565
	300	CLSG-60012	855,3	25659	679	701
800 (8234)	50	CLSG-8002	1176,3	5881	474	741
	150	CLSG-8006	1176,3	17644	574	880
	300	CLSG-80012	1176,3	35288	724	1058
1000 (10260)	50	CLSG-10002	1465,7	7329	564	1062
	150	CLSG-10006	1465,7	21986	664	1213
	300	CLSG-100012	1465,7	43972	814	1439

## Serie CLSG



Fuerza:

**50-1000 ton.**

Carrera:

**50-300 mm**

Presión máxima:

**700 bar**



### Fuerzas mayores

Modelos de 1500 y 2000 toneladas disponibles sobre pedido.

### Otras longitudes de carrera

Los modelos de más de 150 ton. también están disponibles con carreras de 100, 200 y 250 mm. Por favor, póngase en contacto con Enerpac.



### Elevación de cargas no equilibradas

Para elevar cargas no equilibradas los sistemas integrados de Enerpac pueden ser la solución; pueden elevar de 4 a 64 puntos. Consulte nuestras Páginas amarillas para ver configuraciones con varios cilindros.

Página: **54**



### Características opcionales

Para añadir características opcionales a sus cilindros, agregue los siguientes sufijos al final del número de modelo:

Roscas del collarín \* **E002**

\* En los modelos de más de 300 ton

P

- Para el cilindro CLSG-5006 con rosca del collarín, pida: **CLSG-5006E002**

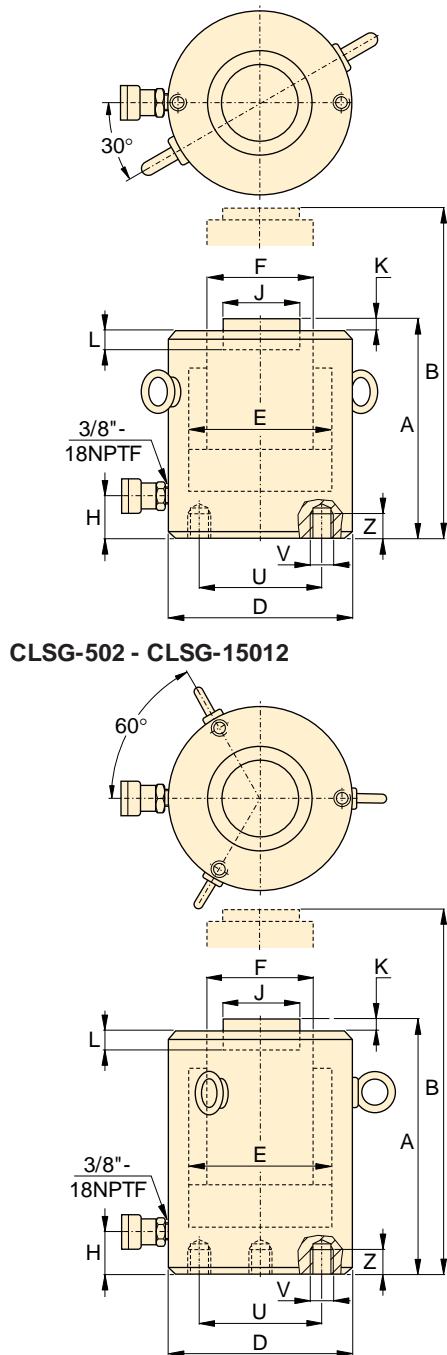
Las especificaciones técnicas para estas características están disponibles en Enerpac.



### Enchufes incluidos

Se incluyen enchufes rápidos CR-400 para cualquier manguera de la serie HC.

Página: **119**



**CLSG-502 - CLSG-15012**

**CLSG-2002 - CLSG-100012**

Dimensiones de los orificios de monta e <sup>1)</sup> (mm)			
Modelo	Circulo de pernos U	Rosca de orificio V	Prof. de la rosca Z
CLSG-50	65	2x M12	22
CLSG-100	95	2x M12	22
CLSG-150	130	2x M12	22
CLSG-200	165	3x M12	22
CLSG-250	190	3x M12	22
CLSG-300	180	3x M16	30
CLSG-400	205	3x M16	30
CLSG-500	250	3x M24	36
CLSG-600	275	3x M24	36
CLSG-800	330	3x M24	36
CLSG-1000	375	3x M24	36

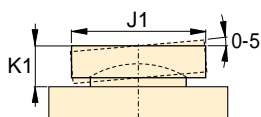
◀ Para una descripción completa, vea la página anterior.

Fuer a del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )	Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )
50 (539)	50	CLSG-502	77,0	385
	100	CLSG-504	77,0	770
	150	CLSG-506	77,0	1155
	200	CLSG-508	77,0	1540
	250	CLSG-5010	77,0	1924
	300	CLSG-5012	77,0	2309
100 (929)	50	CLSG-1002	132,7	664
	100	CLSG-1004	132,7	1327
	150	CLSG-1006	132,7	1991
	200	CLSG-1008	132,7	2655
	250	CLSG-10010	132,7	3318
	300	CLSG-10012	132,7	3982
150 (1390)	50	CLSG-1502	198,6	993
	100	CLSG-1504	198,6	1986
	150	CLSG-1506	198,6	2978
	200	CLSG-1508	198,6	3971
	250	CLSG-15010	198,6	4964
	300	CLSG-15012	198,6	5957
200 (1861)	50	CLSG-2002	265,9	1330
	150	CLSG-2006	265,9	3989
	300	CLSG-20012	265,9	7977
250 (2565)	50	CLSG-2502	366,4	1832
	150	CLSG-2506	366,4	5497
	300	CLSG-25012	366,4	10993
300 (3193)	50	CLSG-3002	456,2	2281
	150	CLSG-3006	456,2	6843
	300	CLSG-30012	456,2	13685
400 (3919)	50	CLSG-4002	559,9	2800
	150	CLSG-4006	559,9	8399
	300	CLSG-40012	559,9	16797
500 (5114)	50	CLSG-5002	730,6	3653
	150	CLSG-5006	730,6	10959
	300	CLSG-50012	730,6	21918
600 (5987)	50	CLSG-6002	855,3	4276
	150	CLSG-6006	855,3	12829
	300	CLSG-60012	855,3	25659
800 (8234)	50	CLSG-8002	1176,3	5881
	150	CLSG-8006	1176,3	17644
	300	CLSG-80012	1176,3	35288
1000 (10260)	50	CLSG-10002	1465,7	7329
	150	CLSG-10006	1465,7	21986
	300	CLSG-100012	1465,7	43972

<sup>1)</sup> Los orificios de montaje de la base están situados aleatoriamente con respecto a la posición del acoplador.

# Cilindros de gran tonelaje, de simple efecto

## Silleta inclinable opcional



Fuerza:  
**50-1000 ton.**

Carrera:  
**50-300 mm**

Presión máxima:  
**700 bar**

Serie  
**CLSG**



Altura retraído	Altura extendido	Diám. exterior	Diám. interior	Diám. del émbolo	Base a conexión	Diámetro de la silleta	Saliente de la silleta del émbolo	Prof. del orificio del émbolo	🏋️	Modelo	* Silleta inclinable opcional		
											Diámetro J1 (mm)	Altura K1 (mm)	Modelo de la silleta
A (mm)	B (mm)	D (mm)	E (mm)	F (mm)	H (mm)	J (mm)	K (mm)	L (mm)	(kg)				
162	212	130	99,0	70,0	52	50	1	19	17	CLSG-502	50	24	CATG-50
212	312	130	99,0	70,0	52	50	1	19	20	CLSG-504	50	24	CATG-50
262	412	130	99,0	70,0	52	50	1	19	23	CLSG-506	50	24	CATG-50
312	512	130	99,0	70,0	52	50	1	19	27	CLSG-508	50	24	CATG-50
362	612	130	99,0	70,0	52	50	1	19	31	CLSG-5010	50	24	CATG-50
412	712	130	99,0	70,0	52	50	1	19	34	CLSG-5012	50	24	CATG-50
182	232	165	130,0	95,0	54	75	1	19	19	CLSG-1002	73	29	CATG-100
232	332	165	130,0	95,0	54	75	1	19	29	CLSG-1004	73	29	CATG-100
282	432	165	130,0	95,0	54	75	1	19	40	CLSG-1006	73	29	CATG-100
332	532	165	130,0	95,0	54	75	1	19	50	CLSG-1008	73	29	CATG-100
382	632	165	130,0	95,0	54	75	1	19	61	CLSG-10010	73	29	CATG-100
432	732	165	130,0	95,0	54	75	1	19	71	CLSG-10012	73	29	CATG-100
196	246	205	159,0	114,0	61	94	1	19	39	CLSG-1502	91	31	CATG-150
246	346	205	159,0	114,0	61	94	1	19	52	CLSG-1504	91	31	CATG-150
296	446	205	159,0	114,0	61	94	1	19	65	CLSG-1506	91	31	CATG-150
346	546	205	159,0	114,0	61	94	1	19	78	CLSG-1508	91	31	CATG-150
396	646	205	159,0	114,0	61	94	1	19	92	CLSG-15010	91	31	CATG-150
446	746	205	159,0	114,0	61	94	1	19	105	CLSG-15012	91	31	CATG-150
216	266	235	184,0	133,0	67	113	1	24	55	CLSG-2002	118	35	CATG-200
316	466	235	184,0	133,0	67	113	1	24	91	CLSG-2006	118	35	CATG-200
466	766	235	184,0	133,0	67	113	1	24	146	CLSG-20012	118	35	CATG-200
235	285	275	216,0	165,0	73	145	1	24	102	CLSG-2502	144	46	CATG-250
335	485	275	216,0	165,0	73	145	1	24	136	CLSG-2506	144	46	CATG-250
485	785	275	216,0	165,0	73	145	1	24	207	CLSG-25012	144	46	CATG-250
312	362	310	241,0	197,0	101	177	1	19	184	CLSG-3002	160	62	CATG-300
412	562	310	241,0	197,0	101	177	1	19	232	CLSG-3006	160	62	CATG-300
562	862	310	241,0	197,0	101	177	1	19	303	CLSG-30012	160	62	CATG-300
375	425	350	267,0	216,0	114	196	3	27	270	CLSG-4002	193	51	CATG-400
475	625	350	267,0	216,0	114	196	3	27	330	CLSG-4006	193	51	CATG-400
625	925	350	267,0	216,0	114	196	3	27	421	CLSG-40012	193	51	CATG-400
419	469	400	305,0	248,0	114	228	3	27	401	CLSG-5002	228	63	CATG-500
519	669	400	305,0	248,0	114	228	3	27	480	CLSG-5006	228	63	CATG-500
669	969	400	305,0	248,0	114	228	3	27	599	CLSG-50012	228	63	CATG-500
429	479	430	330,0	267,0	114	247	3	27	474	CLSG-6002	241	76	CATG-600
529	679	430	330,0	267,0	114	247	3	27	565	CLSG-6006	241	76	CATG-600
679	979	430	330,0	267,0	114	247	3	27	701	CLSG-60012	241	76	CATG-600
474	524	505	387,0	317,0	149	297	3	27	741	CLSG-8002	287	75	CATG-800
574	724	505	387,0	317,0	149	297	3	27	880	CLSG-8006	287	75	CATG-800
724	1024	505	387,0	317,0	149	297	3	27	1058	CLSG-80012	287	75	CATG-800
564	614	560	432,0	343,0	174	323	3	27	1062	CLSG-10002	311	93	CATG-1000
664	814	560	432,0	343,0	174	323	3	27	1213	CLSG-10006	311	93	CATG-1000
814	1114	560	432,0	343,0	174	323	3	27	1439	CLSG-100012	311	93	CATG-1000

▼ De izquierda a derecha: CLS-1002, CLS-506, CLS-502



## La solución de simple efecto para levantar grandes cargas con altura reducida



### Silletas

Los cilindros CLS están equipados con silletas desmontables acanaladas, atornillables. Para más

información sobre las silletas, vea la tabla de selección.

Página: 45



### Manómetros

Reducen al mínimo el riesgo de sobrecarga y aseguran durante mucho tiempo un servicio fiable. Consulte la sección Componentes donde encontrará una amplia variedad de manómetros.

Página: 121



### Elevación en obras

Para la elevación pesada en obras utilice las bombas eléctricas Enerpac de la serie ZE.

Página: 90



### Extrapolanos - grandes cargas

Cuando se combinan pequeñas alturas con grandes cargas, los cilindros extraplano con tuercas de seguridad ofrecen la solución para levantar los primeros centímetros.

Página: 22



### Elevación de cargas no equilibradas

Para elevar cargas no equilibradas ser la solución; pueden elevar de 4 a 64

puntos de sistemas Enerpac.

Página: 54

Altura retraídos más baja para su uso en lugares reducidos

El orificio de descarga actúa como limitador de carrera

Rascador que reduce la contaminación y prolonga la vida útil del cilindro

Silletas ranurada y endurecidas intercambiables

Recubrimiento especial sintético para mejorar la resistencia a la corrosión y reducir la fricción para un funcionamiento más uniforme

Racor CR-400 y guardapolvo incluidos

De simple efecto y retorno por carga


▼ *in sin na a sin nia na a in nia* *ns si n a a* *án*



# Cilindros de gran tonelaje, de simple efecto

## ▼ TABLA DE SELECCION RAPIDA

Para información técnica completa, vea la página siguiente.

Fuerza del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )	Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )	Altura retraído (mm)	 (kg)
50 (496)	50	CLS-502	70,9	355	128	14
	100	CLS-504	70,9	709	178	18
	150	CLS-506	70,9	1064	228	23
	200	CLS-508	70,9	1418	278	28
	250	CLS-5010	70,9	1773	327	33
	300	CLS-5012	70,9	2127	378	38
100 (929)	50	CLS-1002	132,7	664	143	24
	100	CLS-1004	132,7	1327	193	32
	150	CLS-1006	132,7	1991	243	40
	200	CLS-1008	132,7	2654	293	49
	250	CLS-10010	132,7	3318	343	58
150 (1390)	300	CLS-10012	132,7	3981	392	66
	50	CLS-1502	198,6	993	165	43
	100	CLS-1504	198,6	1986	215	55
	150	CLS-1506	198,6	2979	265	69
	200	CLS-1508	198,6	3972	315	82
200 (1859)	250	CLS-15010	198,6	4965	365	95
	300	CLS-15012	198,6	5958	414	108
	50	CLS-2002	265,6	1330	193	66
250 (2562)	150	CLS-2006	265,6	3989	293	101
	300	CLS-20012	265,6	7977	443	154
300 (3193)	50	CLS-2502	366,1	1832	193	90
	150	CLS-2506	366,1	5496	293	137
	300	CLS-25012	366,1	10996	443	208
400 (3919)	50	CLS-3002	456,2	2281	235	137
	150	CLS-3006	456,2	6843	335	198
	300	CLS-30012	456,2	13710	485	288
500 (5118)	50	CLS-4002	559,9	2800	265	200
	150	CLS-4006	559,9	8399	365	275
	300	CLS-40012	559,9	16770	515	390
600 (5983)	50	CLS-5002	731,1	3656	295	289
	150	CLS-5006	731,1	10967	395	390
	300	CLS-50012	731,1	21900	545	540
800 (8238)	50	CLS-6002	854,8	4277	310	350
	150	CLS-6006	854,8	12830	410	465
	300	CLS-60012	854,8	25710	560	640
1000 (10260)	50	CLS-8002	1176,9	5882	355	549
	150	CLS-8006	1176,9	17645	455	709
	300	CLS-80012	1176,9	35370	605	950
1000 (10260)	50	CLS-10002	1466,4	7329	385	729
	150	CLS-10006	1466,4	21986	485	921
	300	CLS-100012	1466,4	43950	635	1210

## Serie CLS



Fuerza:

**50-1000 ton.**

Carrera:

**50-300 mm**

Presión máxima:

**700 bar**



### Fuerzas mayores

Modelos de 1500 y 2000 toneladas disponibles sobre pedido.

### Otras longitudes de carrera

Los modelos de más de 150 ton. también están disponibles con carreras de 100, 200 y 300 mm. Por favor, póngase en contacto con Enerpac.



### Va a levantar una carga no equilibrada

Vea nuestras Páginas Amarilla para cilindros múltiples. **Página: 115**



### Características opcionales

Para añadir características opcionales a sus cilindros, agregue los siguientes sufijos al final del número de modelo:

Retorno por muelle

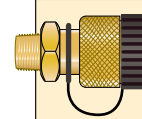
**E001**

*P*

- Para el cilindro CLS-5006 con retorno por muelle, pida: **CLS-5006E001**

Las especificaciones técnicas para estas características están disponibles en Enerpac.

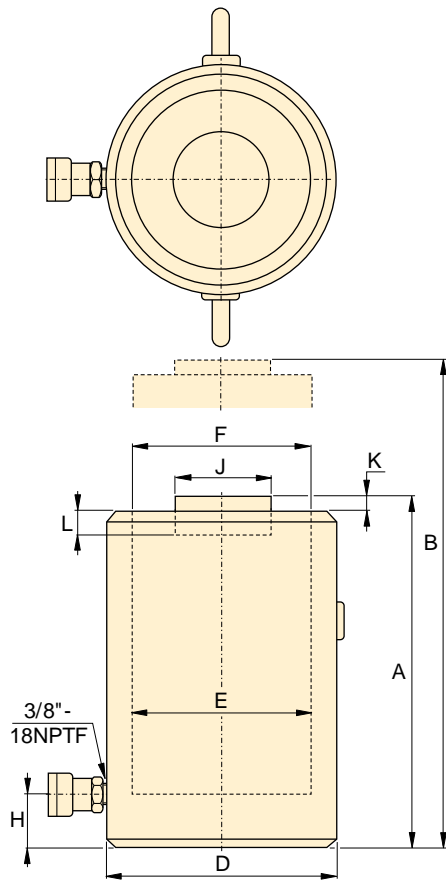
# Cilindros de gran tonelaje, serie CLS



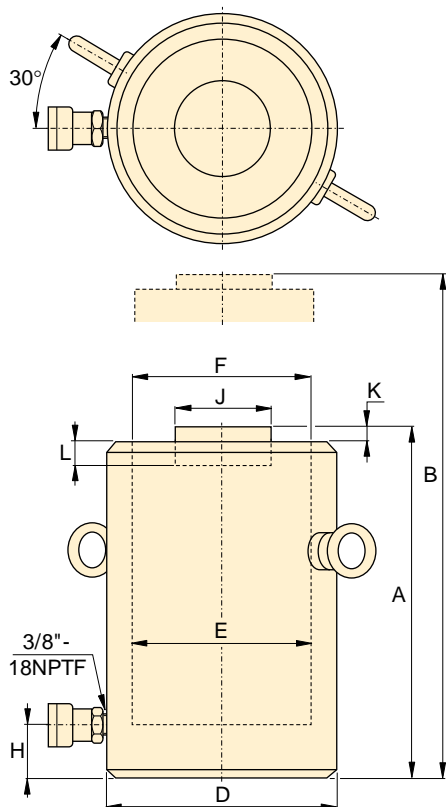
### Enchufes incluidos

Se incluyen enchufes rápidos CR-400 para cualquier manguera de la serie HC.

◀ Para una descripción completa, vea la página anterior.



CLS-502 - CLS-25012

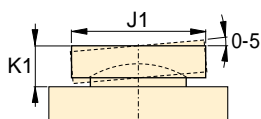


CLS-3002 - CLS-100012

Fuerza del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Área efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )	Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )
50 (496)	50	CLS-502	70,9	355
	100	CLS-504	70,9	709
	150	CLS-506	70,9	1064
	200	CLS-508	70,9	1418
	250	CLS-5010	70,9	1773
	300	CLS-5012	70,9	2127
100 (929)	50	CLS-1002	132,7	664
	100	CLS-1004	132,7	1327
	150	CLS-1006	132,7	1991
	200	CLS-1008	132,7	2654
	250	CLS-10010	132,7	3318
	300	CLS-10012	132,7	3981
150 (1390)	50	CLS-1502	198,6	993
	100	CLS-1504	198,6	1986
	150	CLS-1506	198,6	2979
	200	CLS-1508	198,6	3972
	250	CLS-15010	198,6	4965
	300	CLS-15012	198,6	5958
200 (1859)	50	CLS-2002	265,6	1330
	150	CLS-2006	265,6	3989
	300	CLS-20012	265,6	7977
250 (2562)	50	CLS-2502	366,1	1832
	150	CLS-2506	366,1	5496
	300	CLS-25012	366,1	10996
300 (3193)	50	CLS-3002	456,2	2281
	150	CLS-3006	456,2	6843
	300	CLS-30012	456,2	13710
400 (3919)	50	CLS-4002	559,9	2800
	150	CLS-4006	559,9	8399
	300	CLS-40012	559,9	16770
500 (5118)	50	CLS-5002	731,1	3656
	150	CLS-5006	731,1	10967
	300	CLS-50012	731,1	21900
600 (5983)	50	CLS-6002	854,8	4277
	150	CLS-6006	854,8	12830
	300	CLS-60012	854,8	25710
800 (8238)	50	CLS-8002	1176,9	5882
	150	CLS-8006	1176,9	17645
	300	CLS-80012	1176,9	35370
1000 (10260)	50	CLS-10002	1466,4	7329
	150	CLS-10006	1466,4	21986
	300	CLS-100012	1466,4	43950

# Cilindros de gran tonelaje, de simple efecto

## Silleta inclinable opcional




Fuerza:  
**50-1000 ton.**

Carrera:  
**50-300 mm**

Presión máxima:  
**700 bar**

Serie  
**CLS**



	Altura retraído A (mm)	Altura extendido B (mm)	Diám. exterior D (mm)	Diám. interior E (mm)	Diám. del émbolo F (mm)	Base a conexión H (mm)	Diámetro de la silleta J (mm)	Saliente de la silleta del émbolo K (mm)	Prof. del orificio del émbolo L (mm)	 (kg)	Modelo	* Silleta inclinable opcional		
												Diámetro J1 (mm)	Altura K1 (mm)	Modelo de la silleta
	128	178	125	95,0	95,0	30	71	2	13	14	CLS-502	71	24	CAT-100
	178	278	125	95,0	95,0	30	71	2	13	18	CLS-504	71	24	CAT-100
	228	378	125	95,0	95,0	30	71	2	13	23	CLS-506	71	24	CAT-100
	278	478	125	95,0	95,0	30	71	2	13	28	CLS-508	71	24	CAT-100
	327	578	125	95,0	95,0	30	71	2	13	33	CLS-5010	71	24	CAT-100
	378	678	125	95,0	95,0	30	71	2	13	38	CLS-5012	71	24	CAT-100
	143	193	165	130,0	130,0	30	71	2	13	24	CLS-1002	71	24	CAT-100
	193	293	165	130,0	130,0	30	71	2	13	32	CLS-1004	71	24	CAT-100
	243	393	165	130,0	130,0	30	71	2	13	40	CLS-1006	71	24	CAT-100
	293	493	165	130,0	130,0	30	71	2	13	49	CLS-1008	71	24	CAT-100
	343	593	165	130,0	130,0	30	71	2	13	58	CLS-10010	71	24	CAT-100
	392	693	165	130,0	130,0	30	71	2	13	66	CLS-10012	71	24	CAT-100
	165	215	205	159,0	159,0	39	130	2	25	43	CLS-1502	130	20	CAT-200
	215	315	205	159,0	159,0	39	130	2	25	55	CLS-1504	130	20	CAT-200
	265	415	205	159,0	159,0	39	130	2	25	69	CLS-1506	130	20	CAT-200
	315	515	205	159,0	159,0	39	130	2	25	82	CLS-1508	130	20	CAT-200
	365	615	205	159,0	159,0	39	130	2	25	95	CLS-15010	130	20	CAT-200
	414	715	205	159,0	159,0	39	130	2	25	108	CLS-15012	130	20	CAT-200
	193	243	235	183,9	183,9	50	130	2	25	66	CLS-2002	130	20	CAT-200
	293	443	235	183,9	183,9	50	130	2	25	101	CLS-2006	130	20	CAT-200
	443	743	235	183,9	183,9	50	130	2	25	154	CLS-20012	130	20	CAT-200
	193	243	275	215,9	215,9	50	150	2	25	90	CLS-2502	150	21	CAT-250
	293	443	275	215,9	215,9	50	150	2	25	137	CLS-2506	150	21	CAT-250
	443	743	275	215,9	215,9	50	150	2	25	208	CLS-25012	150	21	CAT-250
	235	285	310	241,0	241,0	59	139	5	25	137	CLS-3002	195	75	CAT-300
	335	485	310	241,0	241,0	59	139	5	25	198	CLS-3006	195	75	CAT-300
	485	785	310	241,0	241,0	59	139	5	25	288	CLS-30012	195	75	CAT-300
	265	315	350	267,0	267,0	70	159	5	25	200	CLS-4002	225	85	CAT-400
	365	515	350	267,0	267,0	70	159	5	25	275	CLS-4006	225	85	CAT-400
	515	815	350	267,0	267,0	70	159	5	25	390	CLS-40012	225	85	CAT-400
	295	345	400	305,1	305,1	80	179	5	25	289	CLS-5002	250	91	CAT-500
	395	545	400	305,1	305,1	80	179	5	25	390	CLS-5006	250	91	CAT-500
	545	845	400	305,1	305,1	80	179	5	25	540	CLS-50012	250	91	CAT-500
	310	360	430	329,9	329,9	85	194	5	25	350	CLS-6002	275	96	CAT-600
	410	560	430	329,9	329,9	85	194	5	25	465	CLS-6006	275	96	CAT-600
	560	860	430	329,9	329,9	85	194	5	25	640	CLS-60012	275	96	CAT-600
	355	405	505	387,1	387,1	100	224	5	25	549	CLS-8002	320	123	CAT-800
	455	605	505	387,1	387,1	100	224	5	25	709	CLS-8006	320	123	CAT-800
	605	905	505	387,1	387,1	100	224	5	25	950	CLS-80012	320	123	CAT-800
	385	435	560	432,1	432,1	110	249	5	25	729	CLS-10002	360	136	CAT-1000
	485	635	560	432,1	432,1	110	249	5	25	921	CLS-10006	360	136	CAT-1000
	635	935	560	432,1	432,1	110	249	5	25	1210	CLS-100012	360	136	CAT-1000



▼ De izquierda a derecha: CLRG-506, CLRG-5006, CLRG-4006



## Cilindros de doble efecto y gran tonelaje



### Silletas

Los cilindros CLRG están equipados con silletas desmontables acanaladas, atornillables. Para más

información sobre las silletas, vea la tabla de selección.

Página: **49**



### Válvula antiretorno pilotada V-42

Puede instalarse una válvula V-42 entre cilindro y bomba, proporciona un bloqueo

seguro del cilindro bajo carga y desbloqueo a distancia.

Página: **140**



### Extraplanos - grandes cargas

Cuando se combinan pequeñas alturas con grandes cargas, los cilindros extra-

planos con tuercas de seguridad ofrecen la solución para levantar los primeros centímetros.

Página: **22**



### Características estándar

- Silletas ranuradas y endurecidas intercambiables
- Cancamos montados en el lateral y en la parte superior
- Racor y guardapolvos CR-400
- Todos los cilindros cumplen con los estándares ASME B-30.1 y ISO 10100.

### Doble efecto para empuje y tracción

La válvula de seguridad en la parte posterior del cilindro ayuda a prevenir averías en caso de que se dé una sobrecarga accidental

El cojinete, gracias a su diseño único, resiste las fuerzas de la carga lateral hasta un 10% de la capacidad del cilindro, evitando que el émbolo se raye

Rascador que reduce la contaminación y prolonga la vida útil del cilindro

El acabado al esmalte de la parte exterior de la camisa y los pistones niquelados aseguran una mayor protección contra la corrosión

Los orificios para el montaje de la base son estándar en todos los modelos

▼ *sin sus anclajes sin*



▼ *anclajes sin anclajes sin*



# Cilindros de gran tonelaje, de doble efecto



## Serie RR

Para cargas por debajo de las 100 ton., los cilindros de la serie RR de Enerpac son una buena alternativa.

Página: **34**

## ▼ TABLA DE SELECCION RAPIDA

Para información técnica completa, vea la página siguiente.

Fuerza del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Área efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )		Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )		Altura retraído (mm)
			Empuje	Tracción	Empuje	Tracción	
50 (539)	50	CLRG-502	77,0	38,5	385	192	162
	100	CLRG-504	77,0	38,5	770	385	212
	150	CLRG-506	77,0	38,5	1155	577	262
	200	CLRG-508	77,0	38,5	1540	770	312
	250	CLRG-5010	77,0	38,5	1924	962	362
	300	CLRG-5012	77,0	38,5	2309	1155	412
100 (929)	50	CLRG-1002	132,7	61,9	664	309	179
	100	CLRG-1004	132,7	61,9	1327	619	229
	150	CLRG-1006	132,7	61,9	1991	928	279
	200	CLRG-1008	132,7	61,9	2655	1237	329
	250	CLRG-10010	132,7	61,9	3318	1546	379
150 (1390)	300	CLRG-10012	132,7	61,9	3982	1856	429
	50	CLRG-1502	198,6	96,5	993	482	196
	100	CLRG-1504	198,6	96,5	1986	965	246
	150	CLRG-1506	198,6	96,5	2978	1447	296
	200	CLRG-1508	198,6	96,5	3971	1930	346
200 (1861)	250	CLRG-15010	198,6	96,5	4964	2412	396
	300	CLRG-15012	198,6	96,5	5957	2895	446
	50	CLRG-2002	265,9	127,0	1330	635	212
250 (2565)	150	CLRG-2006	265,9	127,0	3989	1905	312
	300	CLRG-20012	265,9	127,0	7977	3809	462
300 (3193)	50	CLRG-2502	366,4	152,6	1832	763	235
	150	CLRG-2506	366,4	152,6	5497	2289	335
	300	CLRG-25012	366,4	152,6	10993	4578	485
400 (3919)	50	CLRG-3002	456,2	151,4	2281	757	322
	150	CLRG-3006	456,2	151,4	6843	2270	422
	300	CLRG-30012	456,2	151,4	13685	4541	572
500 (5114)	50	CLRG-4002	559,9	193,5	2800	967	374
	150	CLRG-4006	559,9	193,5	8399	2902	474
	300	CLRG-40012	559,9	193,5	16797	5804	624
600 (5987)	50	CLRG-5002	730,6	247,6	3653	1238	419
	150	CLRG-5006	730,6	247,6	10959	3713	519
	300	CLRG-50012	730,6	247,6	21918	7427	669
800 (8234)	50	CLRG-6002	855,3	295,4	4276	1477	429
	150	CLRG-6006	855,3	295,4	12829	4431	529
	300	CLRG-60012	855,3	295,4	25659	8862	679
1000 (10260)	50	CLRG-8002	1176,3	387,0	5881	1935	484
	150	CLRG-8006	1176,3	387,0	17644	5806	584
	300	CLRG-80012	1176,3	387,0	35288	11611	734
1000 (10260)	50	CLRG-10002	1465,7	541,7	7329	2709	564
	150	CLRG-10006	1465,7	541,7	21986	8126	664
	300	CLRG-100012	1465,7	541,7	43972	16252	814

## Serie CLRG



Fuerza:

**50-1000 ton.**

Carrera:

**50-300 mm**

Presión máxima:

**700 bar**



### Selección de bombas

Un cilindro de doble efecto se debe accionar mediante una bomba con una

válvula de 4 vías.

Página: **67**



### Fuerzas mayores

Modelos de 1500 y 2000 toneladas disponibles sobre pedido.

### Otras longitudes de carrera

Los modelos de más de 150 ton. también están disponibles con longitudes de carrera de 100, 200 y 300 mm. Por favor, póngase en contacto con Enerpac.



### Características opcionales

Para añadir características opcionales a sus cilindros, agregue los siguientes sufijos al final del número de modelo:

Roscas del collarín*	<b>E002</b>
Roscas del émbolo	<b>E003</b>
Roscas del collarín* + émbolo	<b>E005</b>

\* En los modelos de más de 300 ton.

- Cilindro CLRG-5006 con collarín roscado, pida: **CLRG-5006E002**

Las especificaciones técnicas para estas características están disponibles en Enerpac.

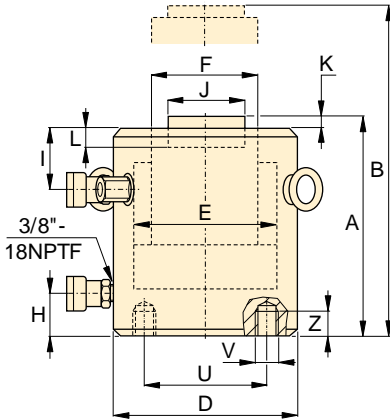
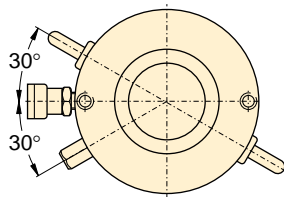


### Tablas de velocidad

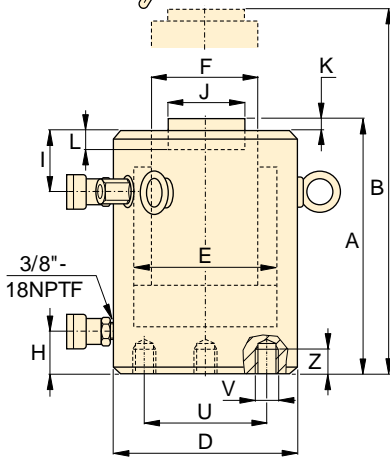
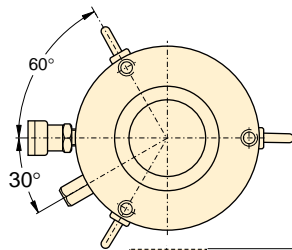
Para saber cómo funcionará un cilindro con una bomba determinada, consulte las

Páginas Amarillas .

Página: **119**



CLRG-502 - CLRG-15012



CLRG-2002 - CLRG-100012

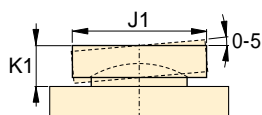
Dimensiones de los orificios de montaje e <sup>1)</sup> (mm)			
Modelo	Circulo de pernos U	Rosca de orificio V	Prof. de la rosca Z
CLRG-50	65	2x M12	22
CLRG-100	95	2x M12	22
CLRG-150	130	2x M12	22
CLRG-200	165	3x M12	22
CLRG-250	190	3x M12	22
CLRG-300	180	3x M16	30
CLRG-400	205	3x M16	30
CLRG-500	250	3x M24	36
CLRG-600	275	3x M24	36
CLRG-800	330	3x M24	36
CLRG-1000	375	3x M24	36

◀ Para una descripción completa, vea la página anterior.

Fuer a del cilindro (ton)	Carrera (mm)	Modelo	Fuer a máxima del cilindro (kN)		Area efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )		Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )	
			Empuje	Tracción	Empuje	Tracción	Empuje	Tracción
50	50	CLRG-502	539	269	77,0	38,5	385	192
	100	CLRG-504	539	269	77,0	38,5	770	385
	150	CLRG-506	539	269	77,0	38,5	1155	577
	200	CLRG-508	539	269	77,0	38,5	1540	770
	250	CLRG-5010	539	269	77,0	38,5	1924	962
	300	CLRG-5012	539	269	77,0	38,5	2309	1155
100	50	CLRG-1002	929	433	132,7	61,9	664	309
	100	CLRG-1004	929	433	132,7	61,9	1327	619
	150	CLRG-1006	929	433	132,7	61,9	1991	928
	200	CLRG-1008	929	433	132,7	61,9	2655	1237
	250	CLRG-10010	929	433	132,7	61,9	3318	1546
	300	CLRG-10012	929	433	132,7	61,9	3982	1856
150	50	CLRG-1502	1390	675	198,6	96,5	993	482
	100	CLRG-1504	1390	675	198,6	96,5	1986	965
	150	CLRG-1506	1390	675	198,6	96,5	2978	1447
	200	CLRG-1508	1390	675	198,6	96,5	3971	1930
	250	CLRG-15010	1390	675	198,6	96,5	4964	2412
	300	CLRG-15012	1390	675	198,6	96,5	5957	2895
200	50	CLRG-2002	1861	889	265,9	127,0	1330	635
	150	CLRG-2006	1861	889	265,9	127,0	3989	1905
	300	CLRG-20012	1861	889	265,9	127,0	7977	3809
250	50	CLRG-2502	2565	1068	366,4	152,6	1832	763
	150	CLRG-2506	2565	1068	366,4	152,6	5497	2289
	300	CLRG-25012	2565	1068	366,4	152,6	10993	4578
300	50	CLRG-3002	3193	1060	456,2	151,4	2281	757
	150	CLRG-3006	3193	1060	456,2	151,4	6843	2270
	300	CLRG-30012	3193	1060	456,2	151,4	13685	4541
400	50	CLRG-4002	3919	1354	559,9	193,5	2800	967
	150	CLRG-4006	3919	1354	559,9	193,5	8399	2902
	300	CLRG-40012	3919	1354	559,9	193,5	16797	5804
500	50	CLRG-5002	5114	1733	730,6	247,6	3653	1238
	150	CLRG-5006	5114	1733	730,6	247,6	10959	3713
	300	CLRG-50012	5114	1733	730,6	247,6	21918	7427
600	50	CLRG-6002	5987	2068	855,3	295,4	4276	1477
	150	CLRG-6006	5987	2068	855,3	295,4	12829	4431
	300	CLRG-60012	5987	2068	855,3	295,4	25659	8862
800	50	CLRG-8002	8234	2709	1176,3	387,0	5881	1935
	150	CLRG-8006	8234	2709	1176,3	387,0	17644	5806
	300	CLRG-80012	8234	2709	1176,3	387,0	35288	11611
1000	50	CLRG-10002	10260	3792	1465,7	541,7	7329	2709
	150	CLRG-10006	10260	3792	1465,7	541,7	21986	8126
	300	CLRG-100012	10260	3792	1465,7	541,7	43972	16252

<sup>1)</sup> Los orificios de montaje de la base están situados aleatoriamente con respecto a la posición del acoplador.

# Cilindros de gran tonelaje, de doble efecto



\* Silleta inclinable opcional


Fuerza:  
**50-1000 ton.**

Carrera:  
**50-300 mm**

Presión máxima:  
**700 bar**

Serie  
**CLRG**



Altura retraído A (mm)	Altura extendido B (mm)	Diám. exterior D (mm)	Diám. interior E (mm)	Diám. del vástago F (mm)	Base a con. de avance H (mm)	Parte sup. a con. tracción I (mm)	Diámetro de la silleta J (mm)	Saliente silleta del émbolo K (mm)	Prof. del orif. del émbolo L (mm)	 (kg)	Modelo	* Silleta inclinable opcional		
												Diámetro J1 (mm)	Altura K1 (mm)	Modelo de la silleta
162	212	130	99	70	52	33	50	1	19	17	CLRG-502	50	24	CATG-50
212	312	130	99	70	52	33	50	1	19	20	CLRG-504	50	24	CATG-50
262	412	130	99	70	52	33	50	1	19	23	CLRG-506	50	24	CATG-50
312	512	130	99	70	52	33	50	1	19	27	CLRG-508	50	24	CATG-50
362	612	130	99	70	52	33	50	1	19	31	CLRG-5010	50	24	CATG-50
412	712	130	99	70	52	33	50	1	19	34	CLRG-5012	50	24	CATG-50
179	229	165	130	95	54	48	75	1	19	29	CLRG-1002	73	29	CATG-100
229	329	165	130	95	54	48	75	1	19	34	CLRG-1004	73	29	CATG-100
279	429	165	130	95	54	48	75	1	19	40	CLRG-1006	73	29	CATG-100
329	529	165	130	95	54	48	75	1	19	46	CLRG-1008	73	29	CATG-100
379	629	165	130	95	54	48	75	1	19	52	CLRG-10010	73	29	CATG-100
429	729	165	130	95	54	48	75	1	19	58	CLRG-10012	73	29	CATG-100
196	246	205	159	114	61	56	94	1	19	39	CLRG-1502	91	31	CATG-150
246	346	205	159	114	61	56	94	1	19	52	CLRG-1504	91	31	CATG-150
296	446	205	159	114	61	56	94	1	19	65	CLRG-1506	91	31	CATG-150
346	546	205	159	114	61	56	94	1	19	78	CLRG-1508	91	31	CATG-150
396	646	205	159	114	61	56	94	1	19	92	CLRG-15010	91	31	CATG-150
446	746	205	159	114	61	56	94	1	19	105	CLRG-15012	91	31	CATG-150
212	262	235	184	133	67	66	113	1	24	55	CLRG-2002	118	35	CATG-200
312	462	235	184	133	67	66	113	1	24	91	CLRG-2006	118	35	CATG-200
462	762	235	184	133	67	66	113	1	24	146	CLRG-20012	118	35	CATG-200
235	285	275	216	165	73	78	145	1	24	89	CLRG-2502	144	46	CATG-250
335	485	275	216	165	73	78	145	1	24	136	CLRG-2506	144	46	CATG-250
485	785	275	216	165	73	78	145	1	24	207	CLRG-25012	144	46	CATG-250
322	372	310	241	197	101	75	177	1	19	184	CLRG-3002	160	62	CATG-300
422	572	310	241	197	101	75	177	1	19	232	CLRG-3006	160	62	CATG-300
572	872	310	241	197	101	75	177	1	19	303	CLRG-30012	160	62	CATG-300
374	424	350	267	216	114	105	196	3	27	270	CLRG-4002	193	51	CATG-400
474	624	350	267	216	114	105	196	3	27	330	CLRG-4006	193	51	CATG-400
624	924	350	267	216	114	105	196	3	27	421	CLRG-40012	193	51	CATG-400
419	469	400	305	248	114	135	228	3	27	401	CLRG-5002	228	63	CATG-500
519	669	400	305	248	114	135	228	3	27	480	CLRG-5006	228	63	CATG-500
669	969	400	305	248	114	135	228	3	27	599	CLRG-50012	228	63	CATG-500
429	479	430	330	267	114	135	247	3	27	474	CLRG-6002	241	76	CATG-600
529	679	430	330	267	114	135	247	3	27	565	CLRG-6006	241	76	CATG-600
679	979	430	330	267	114	135	247	3	27	701	CLRG-60012	241	76	CATG-600
484	534	505	387	317	149	135	297	3	27	741	CLRG-8002	287	75	CATG-800
584	734	505	387	317	149	135	297	3	27	868	CLRG-8006	287	75	CATG-800
734	1034	505	387	317	149	135	297	3	27	1058	CLRG-80012	287	75	CATG-800
564	614	560	432	343	174	170	323	3	27	1062	CLRG-10002	311	93	CATG-1000
664	814	560	432	343	174	170	323	3	27	1213	CLRG-10006	311	93	CATG-1000
814	1114	560	432	343	174	170	323	3	27	1439	CLRG-100012	311	93	CATG-1000

▼ De izquierda a derecha: CLL-5010, CLL-502, CLL-1006



**De simple efecto, retorno por carga**

**Tuerca de seguridad para retención mecánica de carga**

**Recubrimiento especial sintético para mejorar la resistencia a la corrosión y reducir la fricción para un funcionamiento más uniforme**

**Soporta fuerzas laterales de hasta el 5% de la fuerza nominal del cilindro sin que el émbolo se raye**

**Orificio de descarga, actúa como limitador de carrera**

**Las silletas templadas, ranuradas e intercambiables vienen como equipo estándar**

**Racor CR-400 y guardapolo incluido**

▼ Pa a s n s i i a n i n s a a s a a s i g a s n  
a a n i a a a a a a i n s i s n a a s n a  
a s i s



## Para asegurar cargas mecánicamente



### Silletas

Los cilindros CLL están equipados con silletas desmontables ranuradas, atornillables. Para más

información sobre las silletas, vea la tabla de selección.

Página: 53



### Manómetros

Reducen al mínimo el riesgo de sobrecarga y aseguran durante mucho tiempo un servicio fiable. Consulte la sección

Componentes donde encontrará una amplia variedad de manómetros.

Página: 121



### Extraplanos - grandes cargas

Cuando se combinan pequeñas alturas con grandes cargas, los cilindros extraplanos con tuercas de seguridad ofrecen la solución para levantar

los primeros centímetros.

Página: 22


▼ i i n a s g a i s á n i s  
s s a n s g a n



# Cilindros con tuerca de seguridad, de simple efecto

## ▼ TABLA DE SELECCION RAPIDA

Para información técnica completa, vea la página siguiente.

Fuerza a del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )	Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )	Altura retraído (mm)	 (kg)
<b>50</b> (496)	50	<b>CLL-502</b>	70,9	355	164	15
	100	<b>CLL-504</b>	70,9	709	214	20
	150	<b>CLL-506</b>	70,9	1064	264	25
	200	<b>CLL-508</b>	70,9	1418	314	30
	250	<b>CLL-5010</b>	70,9	1773	364	35
	300	<b>CLL-5012</b>	70,9	2127	414	40
<b>100</b> (929)	50	<b>CLL-1002</b>	132,7	664	187	30
	100	<b>CLL-1004</b>	132,7	1327	237	39
	150	<b>CLL-1006</b>	132,7	1991	287	48
	200	<b>CLL-1008</b>	132,7	2654	337	56
	250	<b>CLL-10010</b>	132,7	3318	387	64
	300	<b>CLL-10012</b>	132,7	3981	437	73
<b>150</b> (1390)	50	<b>CLL-1502</b>	198,6	993	209	53
	100	<b>CLL-1504</b>	198,6	1986	259	66
	150	<b>CLL-1506</b>	198,6	2979	309	78
	200	<b>CLL-1508</b>	198,6	3972	359	92
	250	<b>CLL-15010</b>	198,6	4965	409	104
	300	<b>CLL-15012</b>	198,6	5958	459	117
<b>200</b> (1859)	50	<b>CLL-2002</b>	265,6	1330	243	83
	150	<b>CLL-2006</b>	265,6	3989	343	117
	300	<b>CLL-20012</b>	265,6	7995	493	170
<b>250</b> (2562)	50	<b>CLL-2502</b>	366,1	1832	249	116
	150	<b>CLL-2506</b>	366,1	5496	349	162
	300	<b>CLL-25012</b>	366,1	10995	499	234
<b>300</b> (3193)	50	<b>CLL-3002</b>	456,2	2281	295	173
	150	<b>CLL-3006</b>	456,2	6843	395	233
	300	<b>CLL-30012</b>	456,2	13740	545	323
<b>400</b> (3919)	50	<b>CLL-4002</b>	559,9	2800	335	250
	150	<b>CLL-4006</b>	559,9	8399	435	327
	300	<b>CLL-40012</b>	559,9	16800	585	441
<b>500</b> (5118)	50	<b>CLL-5002</b>	731,1	3653	375	367
	150	<b>CLL-5006</b>	731,1	10959	475	466
	300	<b>CLL-50012</b>	731,1	21930	625	617
<b>600</b> (5983)	50	<b>CLL-6002</b>	854,8	4277	395	446
	150	<b>CLL-6006</b>	854,8	12830	495	562
	300	<b>CLL-60012</b>	854,8	25650	645	737
<b>800</b> (8238)	50	<b>CLL-8002</b>	1176,9	5882	455	709
	150	<b>CLL-8006</b>	1176,9	17645	555	870
	300	<b>CLL-80012</b>	1176,9	35370	705	1110
<b>1000</b> (10260)	50	<b>CLL-10002</b>	1466,4	7329	495	949
	150	<b>CLL-10006</b>	1466,4	21986	595	1141
	300	<b>CLL-100012</b>	1466,4	43980	745	1430

Serie  
**CLL**



Fuerza:

**50-1000 ton.**

Carrera:

**50-300 mm**

Presión máxima:

**700 bar**



### Fuer as mayores

Modelos de 1500 y 2000 ton. disponibles sobre pedido.

### Otras longitudes de carrera

Los modelos de más de 150 ton. también están disponibles con longitudes de carrera de 100, 200 y 300 mm. Por favor, póngase en contacto con Enerpac.



### Va a levantar una carga no equilibrada

Vea nuestras Páginas Amarilla para cilindros múltiples.

Página: **115**



### Tablas de velocidad

Vea las Tablas de velocidad de los cilindros de Enerpac en nuestras Páginas Amarilla.

Página: **119**



### Características opcionales

Para añadir características opcionales a sus cilindros, agregue los siguientes sufijos al final del número de modelo:

Retorno por muelle

**E001**

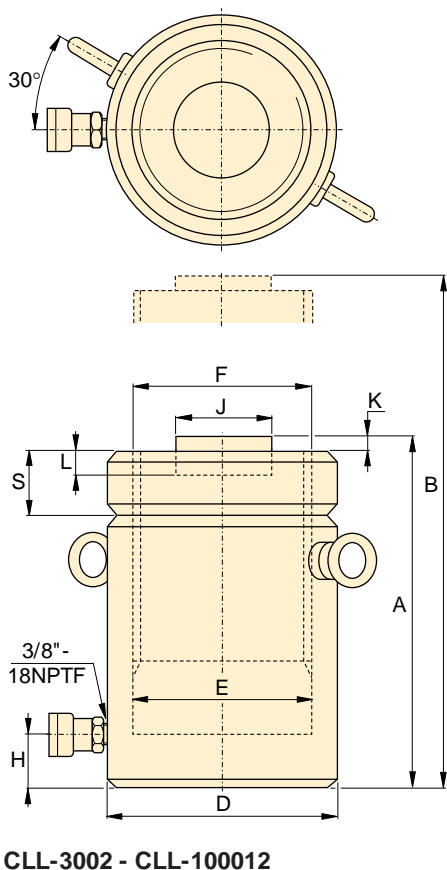
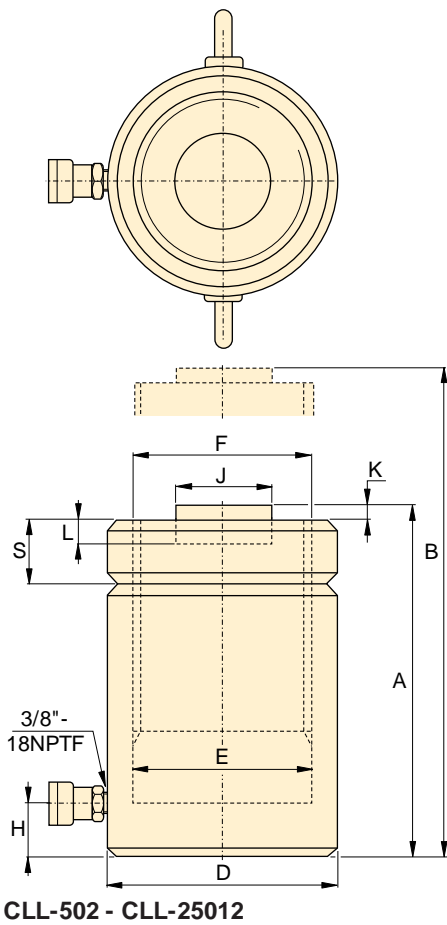
P

- Para el cilindro CLL-5006 con retorno por muelle, pida: **CLL-5006E001**

Las especificaciones técnicas para estas características están disponibles en Enerpac.

# Cilindros con tuerca de seguridad, serie CLL

**ENERPAC**  
Tecnología Hidráulica Mundial



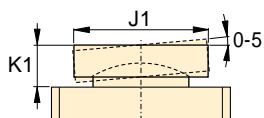
**Enchufes incluidos**  
Se incluyen enchufes rápidos CR-400 en todos los modelos. Apropriados para cualquier manguera de la serie HC.

◀ Para una descripción completa, vea la página anterior.

Fuer a del cilindro ton. (kN)	Carrera (mm)	Modelo	Area efectiva del cilindro (cm <sup>2</sup> )	Capacidad de aceite (cm <sup>3</sup> )
<b>50</b> (496)	50	<b>CLL-502</b>	70,9	355
	100	<b>CLL-504</b>	70,9	709
	150	<b>CLL-506</b>	70,9	1064
	200	<b>CLL-508</b>	70,9	1418
	250	<b>CLL-5010</b>	70,9	1773
	300	<b>CLL-5012</b>	70,9	2127
<b>100</b> (929)	50	<b>CLL-1002</b>	132,7	664
	100	<b>CLL-1004</b>	132,7	1327
	150	<b>CLL-1006</b>	132,7	1991
	200	<b>CLL-1008</b>	132,7	2654
	250	<b>CLL-10010</b>	132,7	3318
	300	<b>CLL-10012</b>	132,7	3981
<b>150</b> (1390)	50	<b>CLL-1502</b>	198,6	993
	100	<b>CLL-1504</b>	198,6	1986
	150	<b>CLL-1506</b>	198,6	2979
	200	<b>CLL-1508</b>	198,6	3972
	250	<b>CLL-15010</b>	198,6	4965
	300	<b>CLL-15012</b>	198,6	5958
<b>200</b> (1859)	50	<b>CLL-2002</b>	265,6	1330
	150	<b>CLL-2006</b>	265,6	3989
	300	<b>CLL-20012</b>	265,6	7995
<b>250</b> (2562)	50	<b>CLL-2502</b>	366,1	1832
	150	<b>CLL-2506</b>	366,1	5496
	300	<b>CLL-25012</b>	366,1	10995
<b>300</b> (3193)	50	<b>CLL-3002</b>	456,2	2281
	150	<b>CLL-3006</b>	456,2	6843
	300	<b>CLL-30012</b>	456,2	13740
<b>400</b> (3919)	50	<b>CLL-4002</b>	559,9	2800
	150	<b>CLL-4006</b>	559,9	8399
	300	<b>CLL-40012</b>	559,9	16800
<b>500</b> (5118)	50	<b>CLL-5002</b>	731,1	3653
	150	<b>CLL-5006</b>	731,1	10959
	300	<b>CLL-50012</b>	731,1	21930
<b>600</b> (5983)	50	<b>CLL-6002</b>	854,8	4277
	150	<b>CLL-6006</b>	854,8	12830
	300	<b>CLL-60012</b>	854,8	25650
<b>800</b> (8238)	50	<b>CLL-8002</b>	1176,9	5882
	150	<b>CLL-8006</b>	1176,9	17645
	300	<b>CLL-80012</b>	1176,9	35370
<b>1000</b> (10260)	50	<b>CLL-10002</b>	1466,4	7329
	150	<b>CLL-10006</b>	1466,4	21986
	300	<b>CLL-100012</b>	1466,4	43980

# Cilindros de simple efecto, con tuerca de seguridad

Silleta inclinable opcional\*




Fuerza:  
**50-1000 ton.**

Carrera:  
**50-300 mm**

Presión máxima:  
**700 bar**

Serie  
**CLL**



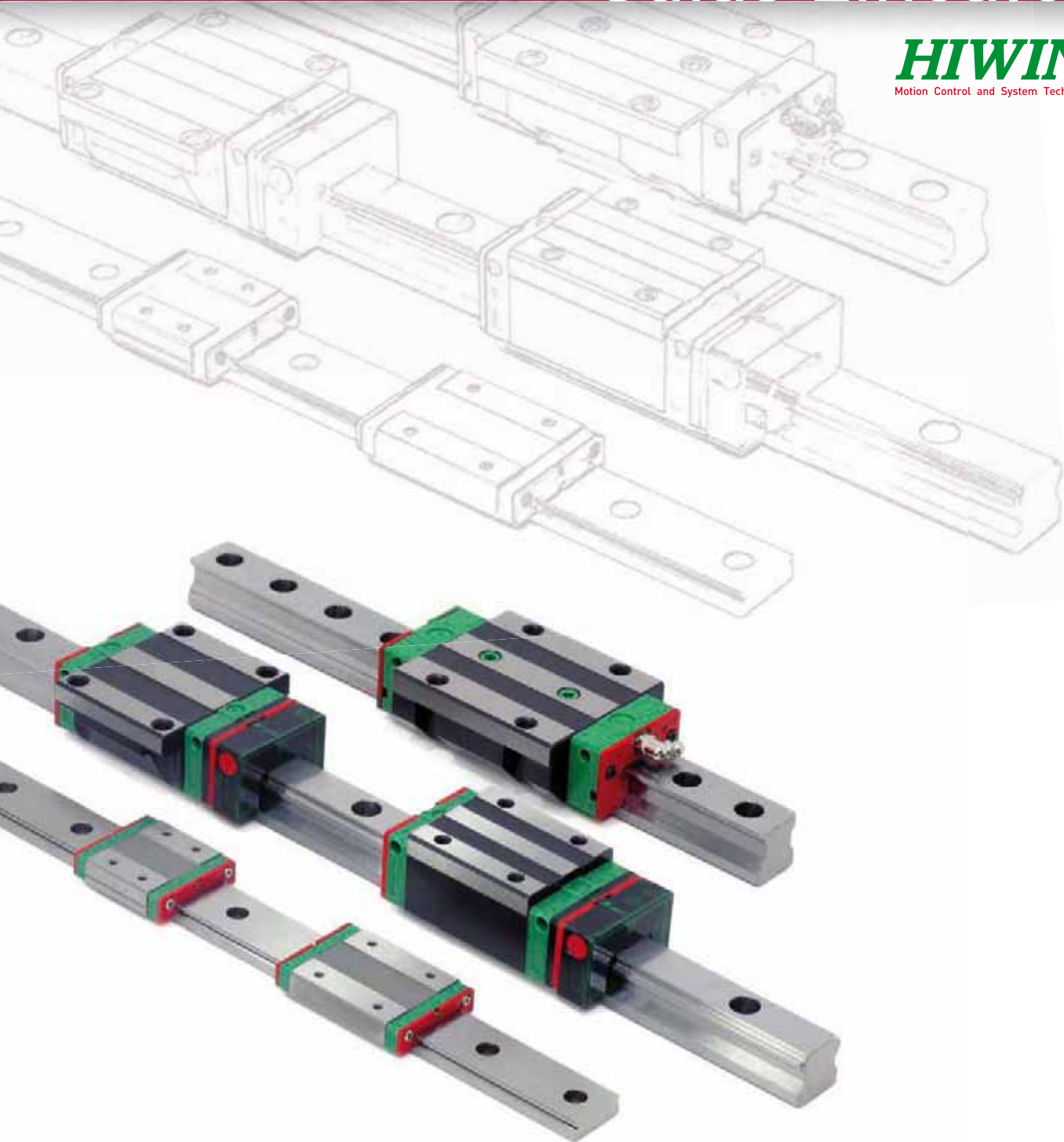
Altura retraído A (mm)	Altura extendido B (mm)	Diám. exterior D (mm)	Diám. interior E (mm)	Diám. del émbolo (roscado) F (mm)	Base a con. de avance H (mm)	Diám. de silleta estándar J (mm)	Saliente de la silleta del émbolo K (mm)	Prof. del orif. del émbolo L (mm)	Alt. de contratuercas S (mm)	 (kg)	Modelo	* Silleta inclinable opcional		
												Diámetro J1 (mm)	Altura K1 (mm)	Modelo de la silleta
164	214	125	95,0	Tr 95 x 4	30	71	2	13	36	15	CLL-502	71	24	CAT-100
214	314	125	95,0	Tr 95 x 4	30	71	2	13	36	20	CLL-504	71	24	CAT-100
264	414	125	95,0	Tr 95 x 4	30	71	2	13	36	25	CLL-506	71	24	CAT-100
314	514	125	95,0	Tr 95 x 4	30	71	2	13	36	30	CLL-508	71	24	CAT-100
364	614	125	95,0	Tr 95 x 4	30	71	2	13	36	35	CLL-5010	71	24	CAT-100
414	714	125	95,0	Tr 95 x 4	30	71	2	13	36	40	CLL-5012	71	24	CAT-100
187	237	165	130,0	Tr 130 x 6	30	71	2	13	44	30	CLL-1002	71	24	CAT-100
237	337	165	130,0	Tr 130 x 6	30	71	2	13	44	39	CLL-1004	71	24	CAT-100
287	437	165	130,0	Tr 130 x 6	30	71	2	13	44	48	CLL-1006	71	24	CAT-100
337	537	165	130,0	Tr 130 x 6	30	71	2	13	44	56	CLL-1008	71	24	CAT-100
387	637	165	130,0	Tr 130 x 6	30	71	2	13	44	64	CLL-10010	71	24	CAT-100
437	737	165	130,0	Tr 130 x 6	30	71	2	13	44	73	CLL-10012	71	24	CAT-100
209	259	205	159,0	Tr 159 x 6	39	130	2	25	44	53	CLL-1502	130	20	CAT-200
259	359	205	159,0	Tr 159 x 6	39	130	2	25	44	66	CLL-1504	130	20	CAT-200
309	459	205	159,0	Tr 159 x 6	39	130	2	25	44	78	CLL-1506	130	20	CAT-200
359	559	205	159,0	Tr 159 x 6	39	130	2	25	44	92	CLL-1508	130	20	CAT-200
409	659	205	159,0	Tr 159 x 6	39	130	2	25	44	104	CLL-15010	130	20	CAT-200
459	759	205	159,0	Tr 159 x 6	39	130	2	25	44	117	CLL-15012	130	20	CAT-200
243	293	235	184,0	Tr 184 x 6	50	130	2	25	50	83	CLL-2002	130	20	CAT-200
343	493	235	184,0	Tr 184 x 6	50	130	2	25	50	117	CLL-2006	130	20	CAT-200
493	793	235	184,0	Tr 184 x 6	50	130	2	25	50	170	CLL-20012	130	20	CAT-200
249	299	275	216,0	Tr 216 x 6	50	150	2	25	56	116	CLL-2502	150	21	CAT-250
349	499	275	216,0	Tr 216 x 6	50	150	2	25	56	162	CLL-2506	150	21	CAT-250
499	799	275	216,0	Tr 216 x 6	50	150	2	25	56	234	CLL-25012	150	21	CAT-250
295	345	310	241,0	Tr 241 x 6	59	139	5	25	60	173	CLL-3002	195	75	CAT-300
395	545	310	241,0	Tr 241 x 6	59	139	5	25	60	233	CLL-3006	195	75	CAT-300
545	845	310	241,0	Tr 241 x 6	59	139	5	25	60	323	CLL-30012	195	75	CAT-300
335	385	350	267,0	Tr 266 x 6	70	159	5	25	70	250	CLL-4002	225	85	CAT-400
435	585	350	267,0	Tr 266 x 6	70	159	5	25	70	327	CLL-4006	225	85	CAT-400
585	885	350	267,0	Tr 266 x 6	70	159	5	25	70	441	CLL-40012	225	85	CAT-400
375	425	400	305,0	Tr 305 x 6	80	179	5	25	80	367	CLL-5002	250	91	CAT-500
475	625	400	305,0	Tr 305 x 6	80	179	5	25	80	466	CLL-5006	250	91	CAT-500
625	925	400	305,0	Tr 305 x 6	80	179	5	25	80	617	CLL-50012	250	91	CAT-500
395	445	430	330,0	Tr 330 x 6	85	194	5	25	85	446	CLL-6002	275	96	CAT-600
495	645	430	330,0	Tr 330 x 6	85	194	5	25	85	562	CLL-6006	275	96	CAT-600
645	945	430	330,0	Tr 330 x 6	85	194	5	25	85	737	CLL-60012	275	96	CAT-600
455	505	505	387,0	Tr 387 x 6	100	224	5	25	100	709	CLL-8002	320	123	CAT-800
555	705	505	387,0	Tr 387 x 6	100	224	5	25	100	870	CLL-8006	320	123	CAT-800
705	1005	505	387,0	Tr 387 x 6	100	224	5	25	100	1110	CLL-80012	320	123	CAT-800
495	545	560	432,0	Tr 432 x 6	110	249	5	25	110	949	CLL-10002	360	136	CAT-1000
595	745	560	432,0	Tr 432 x 6	110	249	5	25	110	1141	CLL-10006	360	136	CAT-1000
745	1045	560	432,0	Tr 432 x 6	110	249	5	25	110	1430	CLL-100012	360	136	CAT-1000

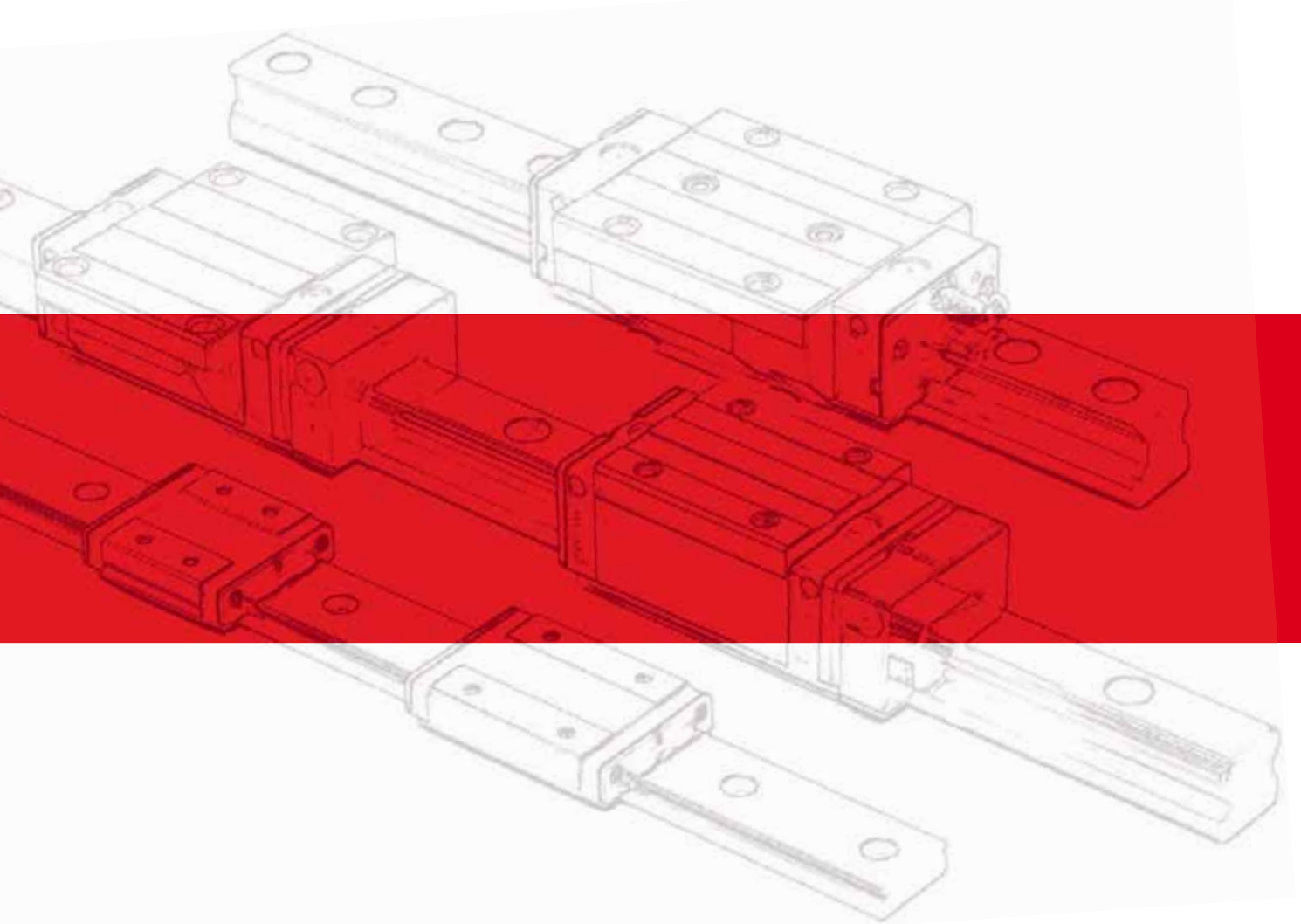


INFORMACIÓN TÉCNICA

# Guías Lineales

**HIWIN**<sup>®</sup>  
Motion Control and System Technology





# HIWIN®

# Guías Lineales

## Índice Información Técnica

Prólogo .....	1
<b>1. Información General .....</b>	<b>1</b>
1-1 Ventajas y Características de las Guías Lineales .....	1
1-2 Selección de Guías Lineales .....	2
1-3 Capacidad de Carga de las Guías Lineales .....	3
1-4 Vida Útil de las Guías Lineales .....	4
1-5 Cargas Aplicadas .....	5
1-6 Fricción.....	9
1-7 Lubricación .....	10
1-8 Raíles para Unión .....	10
1-9 Configuraciones de Montaje .....	11
1-10 Procedimiento de Montaje .....	12
<b>2. HIWIN Series de Guías Lineales .....</b>	<b>18</b>
2-1 Serie HG- Alta Capacidad de Carga .....	20
2-2 Serie EG- Compacta para Cargas Ligeras .....	40
2-3 Serie QH- Funcionamiento Silencioso con Tecnología SynchMotion™ .....	55
2-4 Serie QE- Funcionamiento Silencioso con Tecnología SynchMotion™ .....	67
2-5 Serie WE- Raíl Ancho de Cuatro Hileras de Bolas .....	76
2-6 Serie MG- Guías Lineales Miniatura .....	89
2-7 Serie RG- Guías Lineales de Rodillos de Alta Rigidez .....	98
2-8 E2- Kit de Lubricación para Guías Lineales .....	116
2-10 SE - Patines Lineales con EndCap Metálico .....	120
2-11 RC- Tapones Reforzados .....	121
<b>3. Modelo Formulario Consultas Guías Lineales .....</b>	<b>122</b>

(Las especificaciones de éste catálogo están sujetas a cambio sin notificación previa.)



# Prólogo

Las guías lineales permiten un tipo de movimiento que utiliza elementos de rodadura tales como bolas o rodillos. Utilizando la recirculación de estos elementos entre el raíl y los patines, las guías lineales pueden alcanzar un alto nivel de precisión en su recorrido. Comparadas con los sistemas tradicionales, las guías de recirculación de bolas y de rodillos sólo tienen un coeficiente de fricción de 1/50. Debido a la configuración de arco circular de cuatro hileras, las guías lineales pueden soportar cargas en dirección radial, radial inversa y lateral. Con estas características, las guías lineales mejoran mucho la precisión del movimiento, especialmente cuando en la aplicación también se utilizan husillos de recirculación de bolas.

## 1. Información General

### 1-1 Ventajas y Características de las Guías Lineales

#### (1) Alta Precisión de Posicionamiento

Cuando una carga es conducida por una guía lineal, la fricción que existe entre la carga y la bancada, es la fricción que producen las bolas o los rodillos. El coeficiente de fricción es sólo el 1/50 del coeficiente de fricción de los sistemas de guiado tradicionales, y la diferencia entre los coeficientes de rozamiento de las cargas dinámica y estática es muy pequeña. Por lo tanto, no habría deslizamiento de la carga mientras ésta está en movimiento.

#### (2) Larga Vida Útil con Movimiento de Alta Precisión

Con un carro lineal tradicional, los errores en precisión están causados por el flujo a contracorriente que genera la película de lubricante. Por otra parte, la lubricación insuficiente genera desgaste en dichas superficies. Todo esto, los vuelve cada vez más imprecisos. En contraste, los elementos de rodadura como las bolas y los rodillos, tienen poco desgaste y garantizan una alta precisión de desplazamiento con una larga vida útil y un movimiento suave.

#### (3) Es Posible Alcanzar una Alta Velocidad con Poca Potencia

Esto es posible porque las guías lineales tienen un bajo coeficiente de fricción, y por ello necesitan poca potencia para mover una carga. Esto da como resultado un gran ahorro energético, especialmente en las partes móviles de la aplicación.

#### (4) Misma Capacidad de Carga en Todas las Direcciones

Con este diseño especial, las guías lineales pueden soportar cargas en sentido vertical u horizontal. Los carros lineales convencionales, sólo soportan pequeñas cargas y en la dirección paralela a la superficie de contacto. Los sistemas tradicionales son inapropiados para soportar cargas en diferentes direcciones.

#### (5) Fácil Montaje

El montaje de las guías lineales es realmente fácil. Rectificando la bancada, siguiendo el procedimiento recomendado para su instalación y ajustando los tornillos con el par de apriete indicado, se puede alcanzar un movimiento lineal de alta precisión.

#### (6) Fácil Lubricación

En los sistemas de guiado tradicional, la lubricación insuficiente causa desgaste en las superficies de contacto. Resulta difícil, en éstos sistemas, abastecer de suficiente lubricación a las superficies de contacto porque no es fácil encontrar un punto de lubricación apropiado. Con las guías lineales de recirculación de bolas o de rodillos, la grasa es muy fácilmente suministrada a través del engrasador que lleva incorporado el patín. Es posible también, utilizar un sistema de lubricación centralizado, conectando un adaptador especial al sistema de lubricación.

#### (7) Intercambiabilidad

Comparadas con los tradicionales sistemas de carros cuadrados o en forma de V, las guías lineales pueden ser cambiadas con mucha facilidad. En caso de necesitar una clase de precisión muy elevada, se recomienda pedir un sistema conjunto de patín y raíl montados y no intercambiables.

# Guías Lineales

## Información General

### 1-2 Selección de Guías Lineales

#### Identificar las Condiciones

- Tipo de Aplicación
- Espacio disponible
- Precisión
- Rigidez
- Recorrido
- Magnitud y Dirección de las cargas
- Velocidad y Aceleración
- Ciclos de Trabajo
- Vida de Servicio
- Entorno- Ambiente

#### Selección de Series

- Serie HG: Fresadoras, tornos, centros de mecanizado, rectificadoras
- Serie EG: Automatismos, dispositivos automáticos de dotación, maquinaria para trabajar madera, equipos de medición, dispositivos de fabricación de semiconductores
- Serie QE/QH: Automatismos, dispositivos automáticos de dotación, equipos de medición, cortadora láser, dispositivos de fabricación de semiconductores. Esta serie puede ser utilizada en industria de alta tecnología que requiera alta velocidad y bajo nivel de ruido
- Serie WE: Dispositivos automáticos de dotación, equipos de medición, aparatos de medicina, dispositivos de fabricación de semiconductores
- Serie MGN/ MGW: Dispositivos miniatura, dispositivos de fabricación de semiconductores, equipo médico y de laboratorio
- Serie RG: Centros CNC, maquinaria para corte por láser, prensa de estampación, maquinaria de fundición por inyección

#### Selección de Precisión

- Clases: C, H, P, SP, UP depende del grado de precisión que requiera la aplicación

#### Determinar el Tamaño y el Número de Patines

- Condición de la carga dinámica
- Si la aplicación lleva husillos de recirculación de bolas, el tamaño de la guía debe ser similar al diámetro del husillo. Por ejemplo, si el diámetro del husillo es 25, el tamaño de la guía lineal debería ser 25

#### Calcular la Carga Máxima por Patín

- Tomar como referencia los ejemplos de cálculo de cargas, y calcular la carga máxima.
- Asegurarse bien de que la capacidad de carga estática de la guía lineal seleccionada es superior al valor de la carga aplicada

#### Selección de Precarga

- La precarga dependerá de la rigidez requerida y de la precisión de la superficie de montaje

#### Identificación de Rigidez

- Calcular la deformación ( $\delta$ ) utilizando la tabla con valores de rigidez, seleccionando precargas más elevadas y tamaños de guías lineales más grandes para aumentar la rigidez

#### Cálculo de la Vida de Servicio

- El cálculo de la vida de servicio requerida se realiza utilizando los datos de velocidad y ciclos.
- Tomar como referencia el ejemplo de cálculo de vida de servicio

#### Selección de Lubricación

- Grasa suministrada mediante el engrasador que lleva cada patín
- Aceite suministrado mediante E2 KIT o sistema de lubricación centralizado

#### Selección Completa

## 1-3 Clasificación de los Valores de las Capacidades de Carga de las Guías Lineales

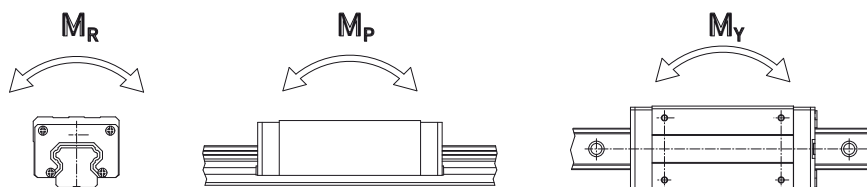
### 1-3-1 Carga Estática

#### (1) Capacidad de Carga Estática ( $C_0$ )

Puede aparecer deformación permanente localizada, entre las pistas de rodadura y las bolas o rodillos, cuando las guías lineales son sometidas a una carga excesiva o a grandes impactos mientras están en marcha o en reposo. A partir de cierto grado, esta deformación puede tener una influencia negativa sobre la distancia recorrida. La definición de Capacidad de Carga Estática dice que es una carga de magnitud y dirección constante, que provoca en la superficie de contacto, entre la superficie de rodadura y el elemento de rodadura en la zona de mayor carga, una permanente deformación de hasta 0.0001 veces el diámetro del elemento de rodadura. Estos valores están indicados en las tablas de medidas para las correspondientes series de guías lineales. El diseñador puede seleccionar una adecuada guía lineal tomando como referencia dichas tablas. La carga estática máxima aplicada a una guía lineal no debe exceder dicho valor indicado en tablas.

#### (2) Momento Estático Admisible ( $M_0$ )

Cuando un momento actúa sobre un sistema de guías lineales, las cargas máximas aparecen en los elementos de rodadura externos del sistema guía. El momento estático admisible ( $M_0$ ) es definido como un momento de igual valor y de dirección constante, en la cual la suma de las deformaciones permanentes de los elementos de los elementos de rodadura y de las superficies de rodadura equivale a 1/10.000 del diámetro del elemento de rodadura. Los momentos estáticos admisibles en un sistema de guías lineales están definidos en tres direcciones:  $M_R$ ,  $M_P$  and  $M_Y$ .



#### (3) Factor de Seguridad Estático

Este factor indica la relación entre la carga posible ( $C_0$ ) y la carga efectiva. El factor de seguridad estático, depende de las condiciones operacionales y del entorno de trabajo. Un factor de Seguridad elevado es especialmente importante para guías lineales sometidas a grandes impactos (Ver Tabla 1-1). El factor de seguridad estático puede ser obtenido utilizando la ecuación 1.1.

Tabla 1-1 Factor de Seguridad Estático

Condiciones de Carga	$f_{SL}$ , $f_{SM}$ (Min.)
Carga Normal	1.0-3.0
Con Impactos / Vibraciones	3.0-5.0

$$f_{SL} = \frac{C_0}{P} \text{ or } f_{SM} = \frac{M_0}{M} \quad \dots \quad \text{Ec.1.1}$$

- $f_{SL}$  : Factor de seguridad estático para cargas simples
- $f_{SM}$  : Factor de seguridad estático para un momento
- $C_0$  : Capacidad de carga estática (kN)
- $M_0$  : Momento estático admisible (kN•mm)
- $P$  : Carga efectiva (kN)
- $M$  : Momento aplicado (kN•mm)

### 1-3-2 Carga Dinámica

#### (1) Capacidad de Carga Dinámica (C)

El valor de la capacidad de carga dinámica es un factor importante utilizado para el cálculo de la vida útil de las guías lineales. Está definido como la carga máxima cuando la carga es constante en magnitud y dirección y da como resultado una vida nominal de 50Km de funcionamiento para una guía lineal (100 Km en el caso de guías de rodillos). Los valores de carga dinámica para cada guía lineal están indicados en las tablas de dimensiones. Estos valores pueden ser utilizados para predecir la vida de servicio de la guía lineal seleccionada.

# Guías Lineales

## Información General

### 1-4 Vida Útil de las Guías Lineales

#### 1-4-1 Vida Útil

Cuando los caminos de rodadura y las bolas o los rodillos están continuamente sometidos a repetidos esfuerzos, los caminos de rodadura comienzan a evidenciar fatiga. Eventualmente podría aparecer descamación. Esto es llamado descamación por fatiga. La vida útil de una guía lineal está definida como el total de la distancia recorrida hasta que aparecen los primeros síntomas de fatiga en los caminos de rodadura y/o en las bolas o rodillos.

#### 1-4-2 Vida Nominal (L)

La vida de servicio de las guías es muy variable, incluso cuando se fabrican de la misma manera y puestas en funcionamiento bajo las mismas condiciones. Por esta razón, la vida nominal es utilizada como un criterio para predecir la vida útil de una guía lineal. La vida nominal es la distancia total que el 90% de las guías de un grupo idéntico, fabricadas y funcionando en las mismas condiciones, pueden alcanzar sin descamación. Cuando los valores de capacidad de carga son aplicados correctamente a las guías lineales, la vida nominal es de 50km.

#### 1-4-3 Cálculo de la Vida Nominal

La carga efectiva puede afectar a la vida nominal de las guías lineales. Basándonos en la carga dinámica seleccionada y la carga efectiva, la vida nominal puede ser calculada utilizando la ecuación 1.2.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot 50\text{km} \dots\dots\dots \text{Ec.1.2}$$

- L : vida nominal
- C : valor de carga dinámica
- P : carga efectiva

Los factores ambientales deben ser tomados en consideración, la vida nominal está influenciada en gran medida por las condiciones del funcionamiento, la dureza de los caminos de rodadura y la temperatura de las guías lineales. La relación entre estos factores esta expresada en la ecuación 1.3.

$$L = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C}{f_w \cdot P_c}\right)^3 \cdot 50\text{km} \dots\dots\dots \text{Ec.1.3}$$

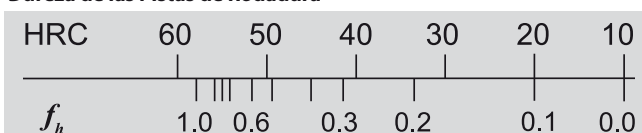
- L : vida nominal
- f<sub>h</sub> : factor de dureza
- C : valor de carga dinámica
- f<sub>t</sub> : factor de temperatura
- P<sub>c</sub> : carga efectiva
- f<sub>w</sub> : factor de carga

#### 1-4-4 Factores Relacionados con la Vida Nominal

##### (1) Factor de Dureza ( f<sub>h</sub> )

Para una carga límite óptima, las superficies de rodadura que están en contacto con las bolas o los rodillos, deberían tener una dureza entre 58-62 HRC. Debido a que las capacidades de carga (dinámica y estática) disminuyen con durezas menores, deberían multiplicarse ambas capacidades de carga por el factor de dureza, para su utilización en los cálculos.

**Dureza de las Pistas de Rodadura**





## (2) Factor de Temperatura ( $f_t$ )

La temperatura puede afectar al material de las guías lineales, por lo tanto la carga admisible y la vida nominal se verán disminuidas cuando las temperaturas superen los 100°C. Por este motivo, los valores de carga estática y dinámica deben ser multiplicados por el factor de temperatura. Como algunos accesorios son de plástico, los cuales no pueden resistir altas temperaturas, se recomienda un entorno de trabajo con temperatura inferior a 100°C.

### Temperatura



## (3) Factor de Carga ( $f_w$ )

Las cargas que actúan en las guías lineales incluyen el peso de los patines, el momento de inercia que se produce en el arranque – parada, y los momentos que se producen si las cargas están desplazadas. Estos factores son especialmente difíciles de estimar debido a las vibraciones e impactos. Por lo tanto, las capacidades de carga dinámica y estática deberán ser divididas por valores empíricos.

Tabla 1-2 Factor de carga

### Serie HG/EG/RG/QH/QE

Condiciones	Velocidad	$f_w$
Sin impactos ni vibraciones	$V \leq 15$ m/min	1 ~ 1.2
Pequeños impactos	$15$ m/min < $V \leq 60$ m/min	1.2 ~ 1.5
Carga normal	$60$ m/min < $V \leq 120$ m/min	1.5 ~ 2.0
Con impactos y vibraciones	$V > 120$ m/min	2.0 ~ 3.5

### Serie MG

Condiciones	Velocidad	$f_w$
Sin impactos ni vibraciones	$V \leq 15$ m/min	1 ~ 1.5
Carga normal	$15$ m/min < $V \leq 60$ m/min	1.5 ~ 2.0
Con impactos y vibraciones	$V > 60$ m/min	2.0 ~ 3.5

## 1-4-5 Cálculo de la Vida de Servicio ( $L_h$ )

Transformación de la vida nominal en vida de servicio en horas utilizando velocidad y número de ciclos.

$$L_h = \frac{L \cdot 10^3}{V_e \cdot 60} = \frac{\left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot 50 \cdot 10^3}{V_e \cdot 60} \text{ hr} \quad \dots\dots\dots \text{Ec.1.4}$$

- $L_h$  : vida de servicio (hr)
- $L$  : vida nominal (km)
- $V_e$  : velocidad (m/min)
- $C/P$  : factor de carga

## 1-5 Cargas Aplicadas

### 1-5-1 Cálculo de la Carga

Las cargas que actúan en las guías lineales dependen de la ubicación del centro de gravedad del objeto, de la posición del accionamiento y la inercia en los momentos arranque-parada, así como también de otras fuerzas exteriores. Para obtener un correcto valor de la carga, cada condición debería ser cuidadosamente tomada en cuenta.

# Guías Lineales

## Información General

### (1) Carga en un Patín

Tabla 1-3 Ejemplos de cálculos de las cargas sobre los Patines

Modelo	Disposición de la Carga	Carga en un patín
		$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$
		$P_1 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_2 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_3 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} + \frac{F \cdot b}{2d}$ $P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot a}{2c} - \frac{F \cdot b}{2d}$
		$P_1 = P_3 = \frac{W}{4} - \frac{F \cdot l}{2d}$ $P_2 = P_4 = \frac{W}{4} + \frac{F \cdot l}{2d}$
		$P_1 - P_4 = -\frac{W \cdot h}{2d} + \frac{F \cdot l}{2d}$
		$P_1 - P_4 = -\frac{W \cdot h}{2c} - \frac{F \cdot l}{2c}$ $P_{11} = P_{13} = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} + \frac{F \cdot k}{2d}$ $P_{12} = P_{14} = \frac{W}{4} + \frac{F}{4} - \frac{F \cdot k}{2d}$

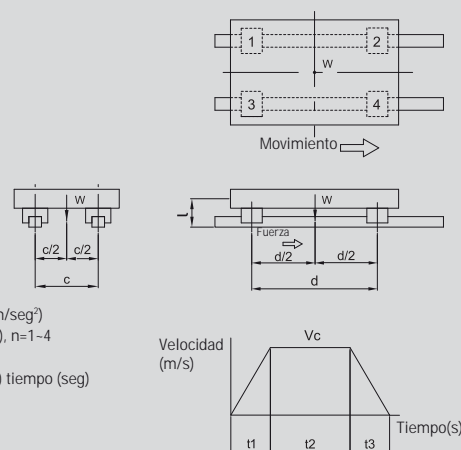
W: Peso aplicado  
 F: Fuerza externa  
 c: Distancia entre railes

P<sub>n</sub>: Carga (radial, radial inversa), n=1-4  
 P<sub>n</sub>: Carga (lateral), n=1-4  
 d: Distancia entre patines

a, b, k: Distancia entre el punto de aplicación de la fuerza externa hasta el centro geométrico  
 l: Distancia desde el punto de aplicación de la fuerza externa hasta el punto de transmisión  
 h: Distancia desde el centro de gravedad hasta el punto de transmisión

## (2) Cargas con Fuerzas de Inercia

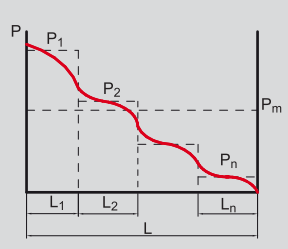
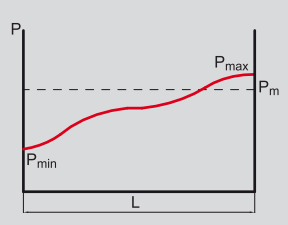
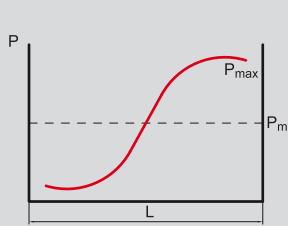
Tabla 1-4 Ejemplos de Cálculos para Cargas con Fuerzas de Inercia

Teniendo en cuenta aceleración y desaceleración	Carga en un Patín
 <p>W: Peso del objeto (N)  g: Aceleración de la gravedad (9.8m/seg<sup>2</sup>)  P<sub>n</sub>: Carga (radial, radial inversa) (N), n=1-4  V: Vel. Máx (m/seg)  t1(t3): Aceleración (desaceleración) tiempo (seg)  t2: Velocidad constante (seg)  c: Distancia entre railes (m)  d: Distancia entre patines (m)  l: Distancia desde el centro de gravedad hasta el eje de transmisión (m)</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Velocidad constante  <math>P_1 \sim P_4 = \frac{W}{4}</math></li> <li>○ Aceleración  <math>P_1 = P_3 = \frac{W}{4} + \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{g} \cdot \frac{V_c}{t1} \cdot \frac{l}{d}</math>  <math>P_2 = P_4 = \frac{W}{4} - \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{g} \cdot \frac{V_c}{t1} \cdot \frac{l}{d}</math></li> <li>○ Desaceleración  <math>P_1 = P_3 = \frac{W}{4} - \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{g} \cdot \frac{V_c}{t3} \cdot \frac{l}{d}</math>  <math>P_2 = P_4 = \frac{W}{4} + \frac{1}{2} \cdot \frac{W}{g} \cdot \frac{V_c}{t3} \cdot \frac{l}{d}</math></li> </ul>

## 1-5-2 Cálculo de la Carga Media para Cargas Variables

Cuando las cargas en una guía lineal son muy cambiantes, esta condición variable debe ser considerada en el cálculo de la vida. La definición de la carga media es la carga equivalente a la carga de fatiga de los rodamientos bajo condiciones de carga cambiantes. Puede ser calculada utilizando la tabla 1-5.

Tabla 1-5 Ejemplos de Cálculos para Carga Media (P<sub>m</sub>)

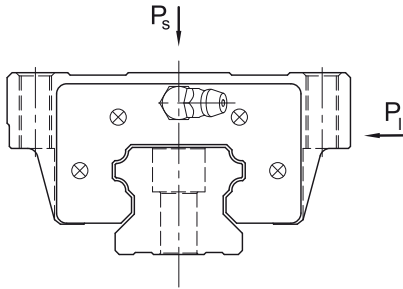
Condiciones de Funcionamiento	Carga Media
<p>Intensificación de la Carga</p> 	$P_m = \sqrt[3]{1/L(P_1^3 \cdot L_1 + P_2^3 \cdot L_2 + \dots + P_n^3 \cdot L_n)}$ <p>P<sub>m</sub>: Carga media  P<sub>n</sub>: Intensificación  L: Recorrido total  L<sub>n</sub>: Distancia recorrida con cargas cambiantes P<sub>n</sub></p>
<p>Variaciones</p> 	$P_m = 1/3 (P_{min} + 2 \cdot P_{max})$ <p>P<sub>m</sub>: Carga media  P<sub>min</sub>: Carga mínima  P<sub>max</sub>: Carga máxima</p>
<p>Cargas sinusoidales</p> 	$P_m = 0.65 \cdot P_{max}$ <p>P<sub>m</sub>: Carga media  P<sub>max</sub>: Carga máxima</p>

# Guías Lineales

## Información General

### 1-5-3 Cálculo de Cargas Equivalentes Bidireccionales

Las guías lineales de HIWIN pueden soportar cargas en dirección radial, radial inversa y lateral. Para calcular la vida de servicio de las guías lineales cuando la carga actúa en múltiples direcciones, hay que calcular la carga equivalente ( $P_e$ ) mediante la utilización de las siguientes ecuaciones:



HG/EG/QH/QE/WE/RG Series

$$P_e = P_s + P_l \quad \dots \quad \text{Ec.1.5}$$

MG Series

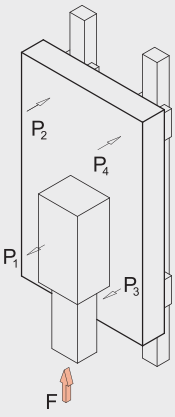
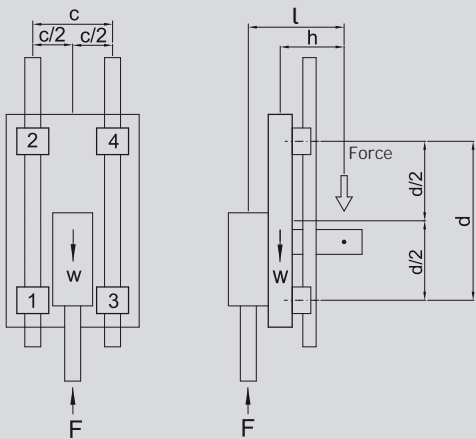
cuando  $P_s > P_l$      $P_e = P_s + 0.5 \cdot P_l$  ..... Ec.1.6

cuando  $P_l > P_s$      $P_e = P_l + 0.5 \cdot P_s$  ..... Ec.1.7

### 1-5-4 Ejemplo de Cálculo para la Vida de Útil

Una guía lineal apropiada debería ser seleccionada en base a la carga efectiva. La vida útil está calculada a partir de la relación que existe entre la carga efectiva y la capacidad de carga dinámica.

**Tabla 1-6 Ejemplos de Cálculos para Vida Útil**

Tipo de Guía Lineal	Dimensiones del Mecanismo	Condiciones de Trabajo
Tipo: HGH 30 CA C : 38.74 kN C <sub>0</sub> : 52.19 kN Precarga: Z0	d : 600 mm c : 400 mm h : 200 mm l : 250 mm	Peso (W) : 15 kN Fuerzas que Actúan (F) : 1 kN Temperatura: ambiente Posición de la Carga: centrada
		
<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Cálculo de las fuerzas que actúan                     <math display="block">P_1 - P_4 = + \frac{W \times h}{2d} - \frac{F \times l}{2d} = + \frac{15 \times 200}{2 \times 600} - \frac{1 \times 250}{2 \times 600} = 2.29 \text{ (kN)}</math> <math display="block">P_{\max} =  P_1 - P_4  = 2.29 \text{ (kN)}</math> </li> <li>○ Para precarga Z0, <math>P_c = P_{\max} = 2.29 \text{ (kN)}</math> Nota: Una precarga más alta (ZA, ZB) incrementará la rigidez pero decrece la vida nominal de la guía lineal.</li> <li>○ Cálculo para Vida L                     <math display="block">L = \left( \frac{f_h \times f_t \times C}{f_w \times P_c} \right)^3 \times 50 = \left( \frac{1 \times 1 \times 38.74}{2 \times 2.29} \right)^3 \times 50 = 30,258 \text{ (km)}</math> </li> </ul>		

## 1-6 Fricción

Como mencionamos en el prólogo, las guías lineales realizan un desplazamiento que se logra mediante la recirculación de bolas o rodillos. El coeficiente de fricción de las guías lineales puede ser tan pequeño como 1/50 con respecto a un sistema de guiado tradicional. Generalmente, el coeficiente de fricción de una guía lineal esta alrededor de 0.004.

Cuando una carga es igual o inferior al 10% de la capacidad de carga estática, la mayor resistencia viene determinada por la viscosidad del lubricante y la fricción entre las bolas o rodillos. En contraste, si la carga es superior a la capacidad de carga estática, la resistencia vendrá dada principalmente por la misma carga.

$$F = \mu \cdot W + S \dots\dots\dots \text{Ec.1.8}$$

- F: Fricción (kN)
- S: Resistencia a la fricción (kN)
- μ: Coeficiente de fricción
- W: Cargas normales (kN)

# Guías Lineales

## Información General

### 1-7 Lubricación

Suministrar insuficiente lubricación a las guías lineales puede reducir drásticamente su vida útil, debido al incremento de la fricción entre bolas o rodillos. La lubricación realiza las siguientes funciones:

- Reduce la fricción entre las bolas o rodillos y los caminos de rodadura de la guía evitando así la abrasión y la oxidación de la guía.
- Genera una película lubricante entre las superficies de contacto y reduce la fatiga.
- Anti – corrosión .

#### 1-7-1 Grasa

Cada guía lineal es lubricada con grasa de litio con base de aceite mineral al momento de su embalaje. Luego de que la guía lineal es instalada, recomendamos que sea re lubricada cada 100km. Es posible llevar a cabo la lubricación mediante el engrasador que lleva cada patín. Generalmente, la grasa es utilizada en aplicaciones que no superen los 60m/min. Mayores velocidades requerirán aceite de alta viscosidad, como lubricante.

$$T = \frac{100 \cdot 1000}{V_e \cdot 60} \text{ hr} \quad \dots\dots\dots \text{Ec.1.9}$$

T : frecuencia de suministro de aceite (Horas)  
 V<sub>e</sub> : Velocidad (m/min)

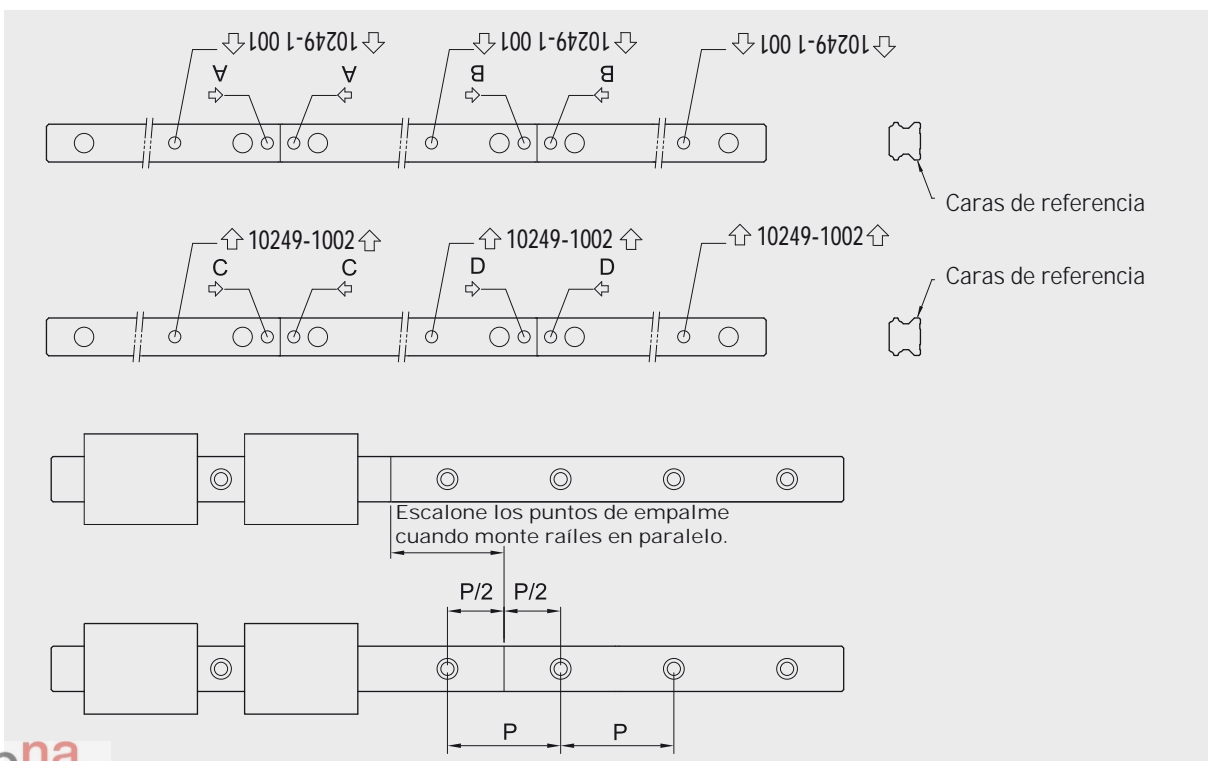
#### 1-7-2 Aceite

La viscosidad recomendada para el aceite es de alrededor de los 32 ~150 cSt. El engrasador estándar de los patines, puede ser reemplazado por un adaptador especial para su lubricación por aceite. Como el aceite se evapora más rápidamente que la grasa, la dosis y la frecuencia de aceite recomendada es de aproximadamente 0.3cm<sup>3</sup>/ hora.

### 1-8 Raíles para Unión

Los raíles para unión deben ser montados siguiendo el sentido de la flecha y el número de orden con el cual es marcada la superficie cada raíl.

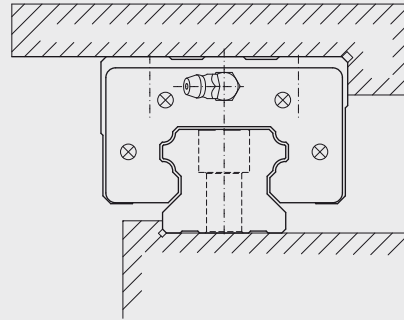
Cuando un conjunto de raíles de unión van montados en paralelo, en lo posible, las uniones deberían ir de forma escalonada para evitar así, problemas de precisión debido a las discrepancias entre los dos raíles en paralelo (ver figura).



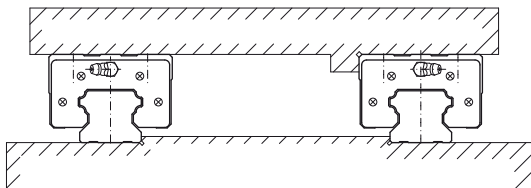
## 1-9 Configuraciones de Montaje

Las guías lineales tienen igual capacidad de carga en sentido radial, radial inversa y lateral. El montaje dependerá de los requerimientos de la aplicación y de la dirección de las cargas. Típicas disposiciones de montaje se muestran en los siguientes gráficos:

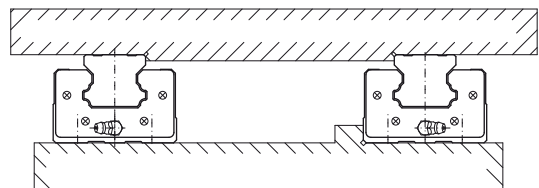
Montaje de un solo raíl con un plano de referencia



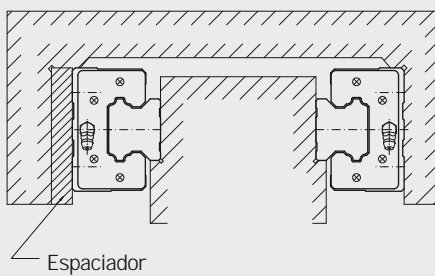
Montaje de dos raíles en paralelo (patines móviles)



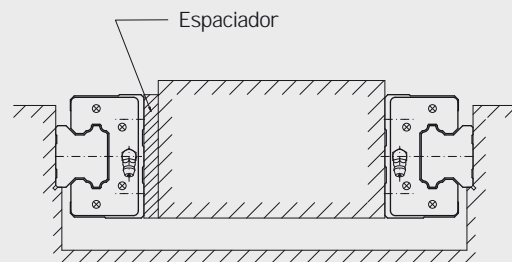
Montaje de dos raíles en paralelo (patines fijos)



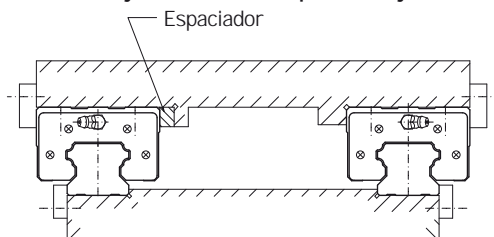
Montaje con dos raíles externos



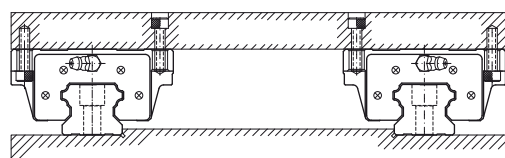
Montaje con dos raíles internos



Montaje con toda la superficie fija



Patín modelo HGW con orificios de fijación en ambas direcciones.



# Guías Lineales

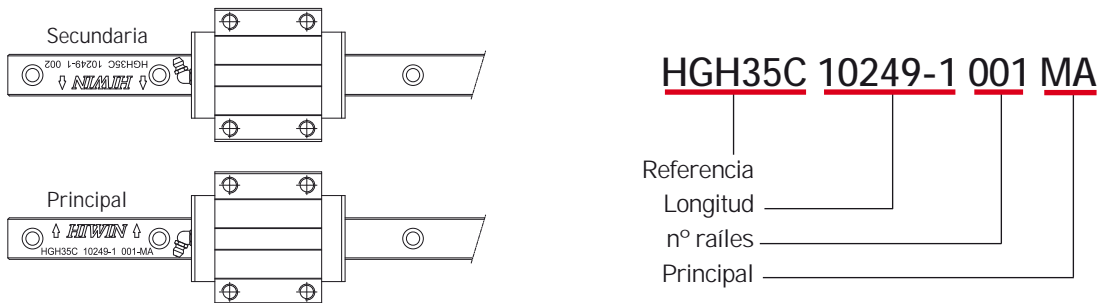
## Información General

### 1-10 Procedimientos de Montaje

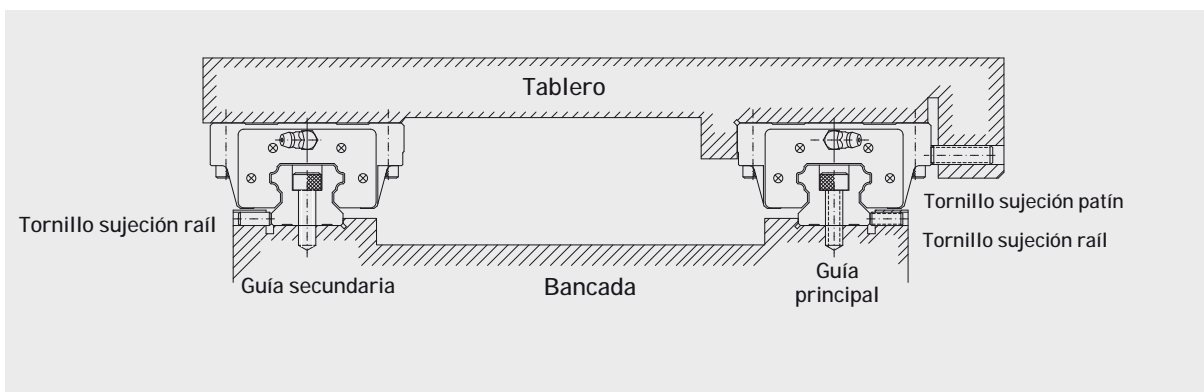
HIWIN recomienda 3 métodos de instalación basados en los requerimientos de precisión y al grado de impactos y vibraciones.

#### 1-10-1 Guía Principal y Secundaria

En los tipos de guías lineales No Intercambiables, existen algunas diferencias entre la guía principal y la secundaria. La precisión de la cara de referencia de la guía principal es superior a la secundaria y puede ser utilizada como referencia para el montaje. Hay una marca "MA" impresa en el rail, como se muestra en la siguiente figura.



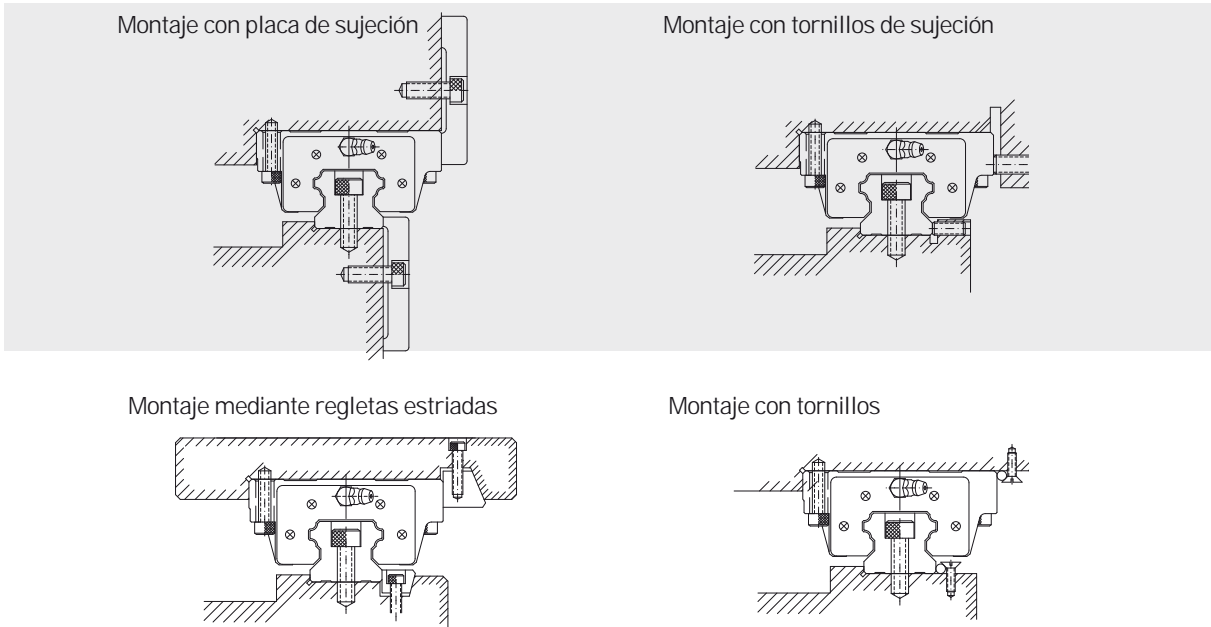
#### 1-10-2 Instalación para Obtener Alta Precisión y Rigidez





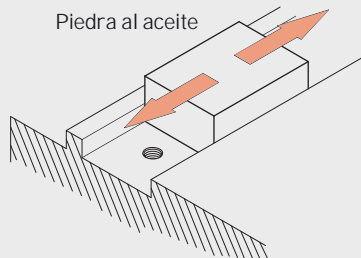
### (1) Métodos de Montaje

Es posible que los raíles y los patines puedan ser desplazados cuando la aplicación está sometida a vibraciones e impactos. Para eliminar estas dificultades y alcanzar una gran precisión de desplazamiento, HIWIN recomienda los siguientes 4 métodos de fijación.

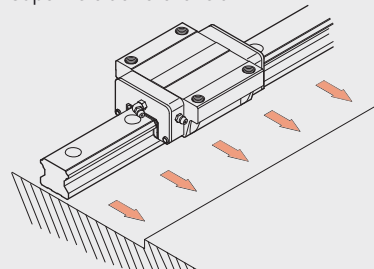


### (2) Procedimientos para la Instalación de Raíles Guía

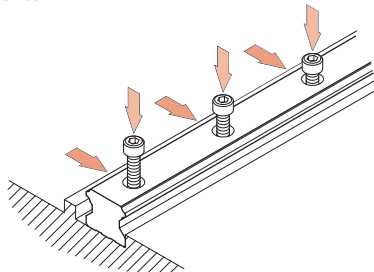
- 1 Antes de comenzar, quite toda la suciedad de la superficie de montaje.



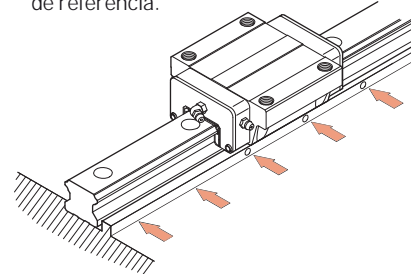
- 2 Coloque cuidadosamente la guía lineal en la bancada. Presione el rail guía contra la superficie de referencia.



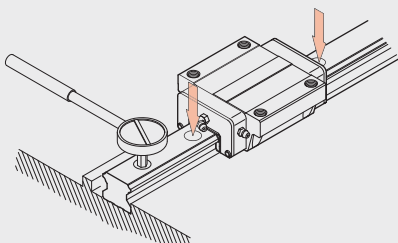
- 3 Comprobar que los taladros de fijación de las guías coincidan con los de la bancada y que los tornillos giren suavemente.



- 4 Ajuste los tornillos de fijación en el rail guía hasta que haya un estrecho contacto en la superficie lateral de referencia.



- 5 Ajuste los tornillos con una llave dinamométrica, con el par de apriete especificado.

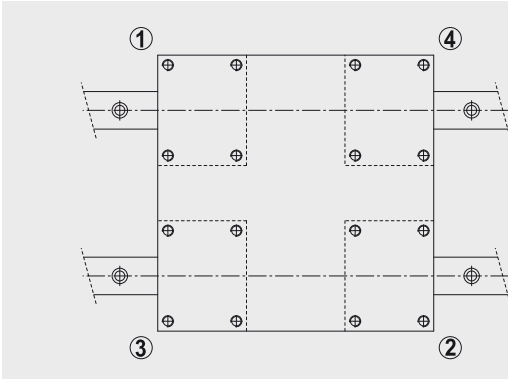


- 6 Instale el resto de guías lineales siguiendo el mismo procedimiento.

## Guías Lineales

### Información General

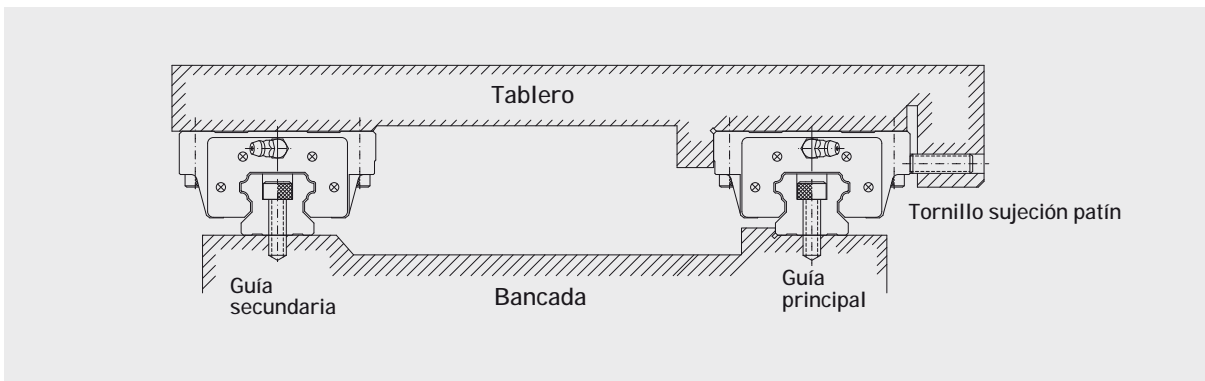
#### (3) Procedimiento para la Instalación de los Patines



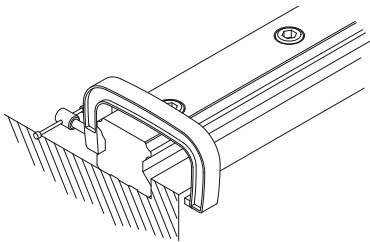
- Sitúe el tablero suavemente sobre los patines. Luego ajuste los tornillos temporalmente.
- Presione los patines en el lado principal de la guía mediante los tornillos de fijación contra el lado de referencia de la mesa y alinear la mesa.
- El tablero puede quedar fijo de forma uniforme ajustando los tornillos de fijación sobre el lado de la guía principal y luego en la secundaria en un orden entrecruzado, 1 a 4 (ver figura).

#### 1-10-3 Instalación de la Guía Principal sin Tornillos de Sujeción

Para asegurar el paralelismo entre la guía secundaria y la guía principal sin tornillos de sujeción, los siguientes métodos de instalación son los recomendados. El montaje de los patines es el mismo al mencionado anteriormente.

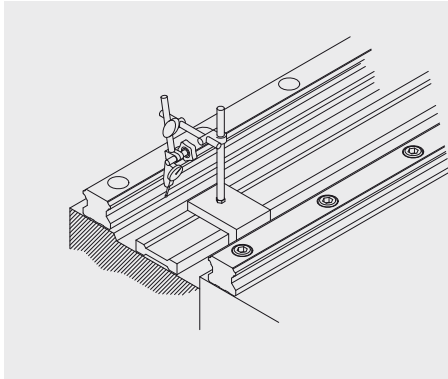


#### (1) Instalación de la Guía Secundaria

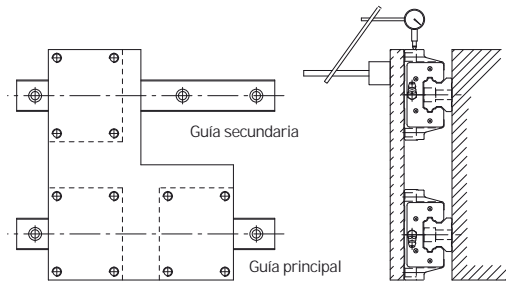


- **Utilizando un tornillo de banco**  
Sitúe la guía en la zona de montaje de la bancada. Ajuste los tornillos de fijación temporalmente. Luego utilice un tornillo de banco para presionar contra el plano de referencia. Ajuste los tornillos con el par de apriete especificado. Este procedimiento se repetirá para cada tornillo de fijación.

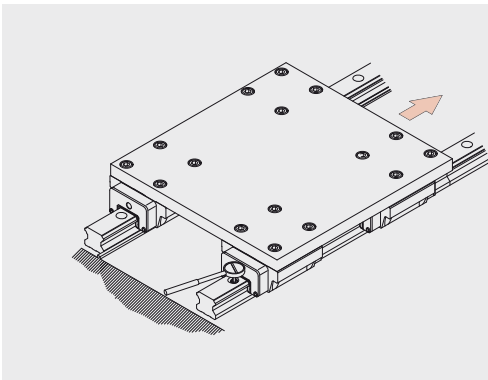
## (2) Instalación de la guía del lado Secundario



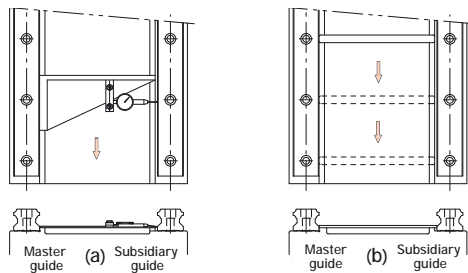
- **Utilizando una Regla de Alineación**  
Colocar una regla de forma paralela a la superficie de referencia del raíl principal que se alineará mediante un reloj de medición. Luego se alineará el raíl secundario a la regla y el reloj de medición. Cuando el raíl del lado secundario este colocado, ajustar los tornillos de fijación uno a uno, desde un extremo al otro y con el par de apriete indicado.



- **Utilizando un Calibre de Mesa**  
Fije dos patines de la guía principal al tablero. Fije temporalmente el raíl del lado secundario. A continuación, fije un calibre o un reloj de medición con un soporte encima del tablero y se colocará el palpador de medición contra la superficie de referencia del carro. Desplace el tablero de principio a final del raíl, mientras alinea el raíl secundario con la cara de referencia del raíl principal. Ajuste los tornillos de fijación uno a uno, sucesivamente y hasta el par de apriete indicado.



- **Siguiendo la cara de referencia del Raíl Principal**  
Cuando la guía principal está correctamente ajustada, fije ambos patines de la guía principal al tablero y sólo un patín de la secundaria. Mientras mueve el tablero a lo largo de las guías, ajuste los tornillos de fijación con el par de apriete indicado.



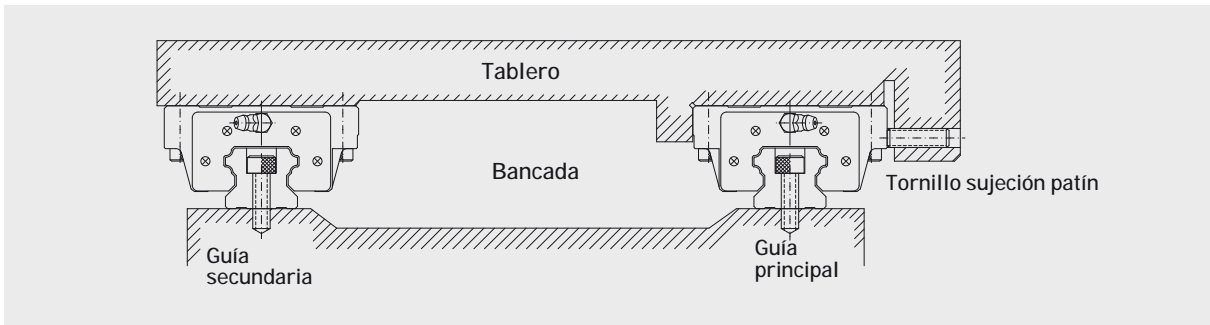
- **Utilizando un Calibre de Montaje**  
Controlar el paralelismo del raíl secundario hacia el lado de referencia del raíl principal mediante la ayuda de un reloj de medición, desde un pasante a otro. Ajuste los tornillos de fijación con el par de apriete indicado, uno a uno de forma sucesiva.

## Guías Lineales

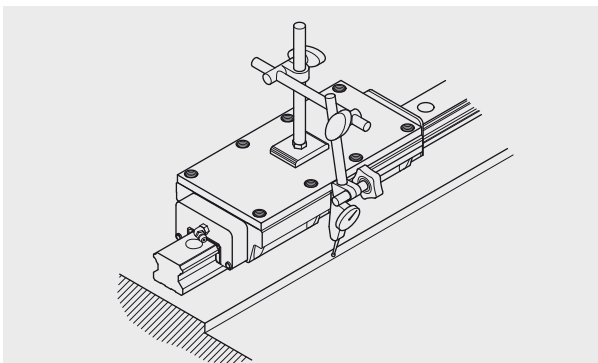
### Información General

#### 1-10-4 Cuando no hay Plano de Referencia en la Bancada del Lado de la Guía Principal

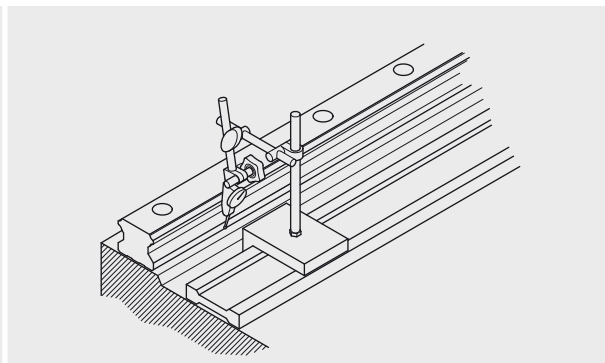
Para asegurar el paralelismo entre la guía secundaria y la guía principal en ausencia de plano de referencia en la bancada, se recomienda el siguiente método para la instalación de los raíles. El montaje de los patines es el mismo al mencionado anteriormente.



##### (1) Instalación de la Guía Principal



- **Utilizando un Plano de Referencia Provisional**  
Dos patines están fijos y en contacto mediante una placa de medición. Esta cara de referencia que provee el tablero, permite ser utilizada para el alineado del raíl de principio a fin. Deslice los patines y apriete los tornillos de fijación, con el par de apriete indicado, uno a uno de forma consecutiva.



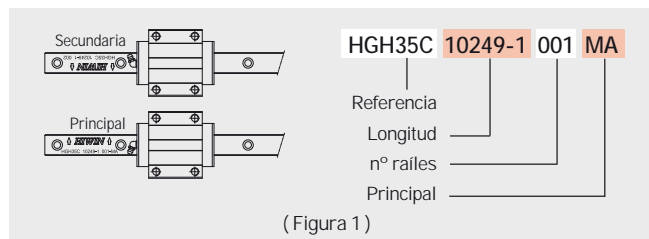
- **Utilizando un Calibre de Mesa**  
Utilice un calibre de mesa para confirmar la rectitud de la cara de referencia de la guía de principio a fin. Asegúrese de que los tornillos de fijación son ajustados, con el par de apriete indicado, uno a uno y de forma consecutiva.

##### (2) Instalación de la Guía Secundaria

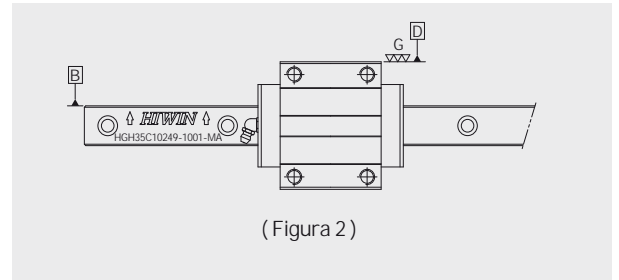
El método de instalación de la guía secundaria es el mismo que se utiliza para el montaje de las guías sin tornillos de sujeción laterales.

#### 1-10-5 Instrucciones de Montaje de las Guías Lineales

- Las guías de HIWIN se suministran con una capa de lubricante anti corrosivo. Por favor, retire el lubricante en su totalidad de la superficie de los raíles antes de proceder al montaje de los patines.
- Reconocimiento de la guía principal y la secundaria: para los tipos de guías lineales No Intercambiables, hay diferencias entre el raíl principal y el secundario. La precisión de la cara de referencia del raíl principal es superior y puede ser utilizado como referencia a la hora del montaje. Llevan una marca "MA" impresa en el raíl. Corrobore el orden y la posición antes de proceder a la instalación. Las guías principales llevan impresos números negativos, mientras que las secundarias llevan impresos números positivos. Instale los raíles de acuerdo a las indicaciones y continúe con la instalación siguiendo el orden (ejemplo: raíl 1 y 2 en paralelo; 3 y 4 en paralelo).



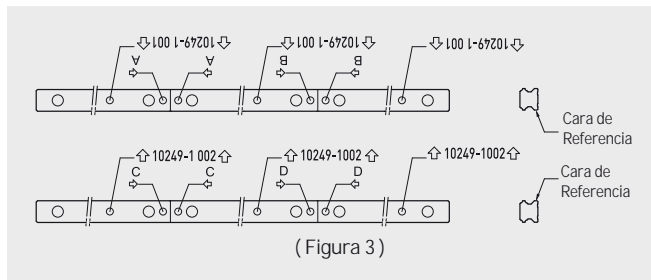
3. Reconocimiento de la Cara de Referencia: La cara de referencia (B) del raíl está indicada mediante una flecha impresa en la superficie raíl. La cara de referencia del patín está gravada suavemente en el lateral (D) como indica la figura 2.



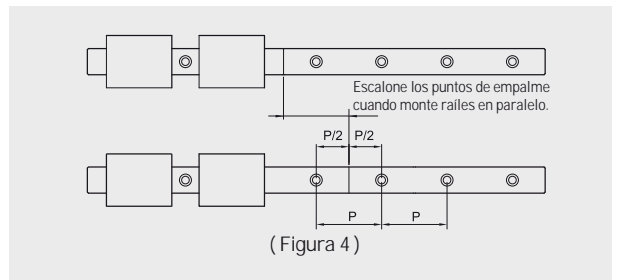
( Figura 2 )

4. Cara de unión: Los raíles para unión deben ser montados siguiendo el sentido de la flecha y el número de orden con el cual es marcada la superficie cada raíl.

Cuando un conjunto de raíles de unión van montados en paralelo, en lo posible, las uniones deberían ir de forma escalonada para evitar así, problemas de precisión debido a las discrepancias entre los dos raíles en paralelo (figura 4).

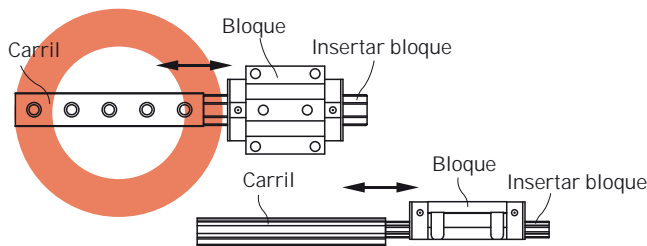


( Figura 3 )



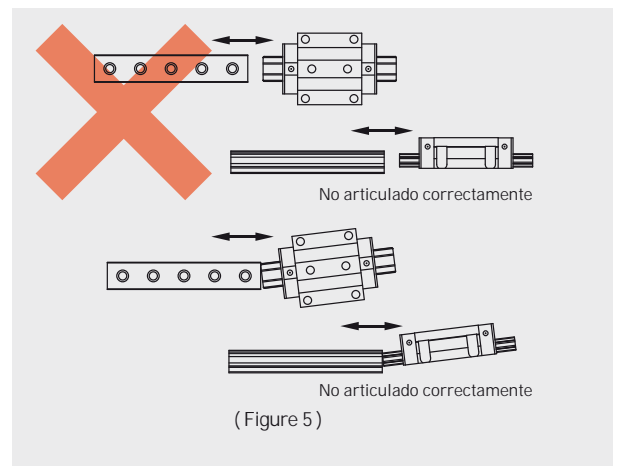
( Figura 4 )

5. No quite los patines de los raíles durante su montaje. Utilice siempre el falso raíl de plástico para colocarlos/quitarlos de los raíles.



6. Por favor, no mezcle aleatoriamente patines y guías de conjuntos que sean No Intercambiables, para evitar problemas de precisión.

7. Para asegurarse la rectitud del raíl, por favor, ajuste uno a uno los tornillos de fijación utilizando una llave dinamométrica y con el par de apriete indicado.



( Figure 5 )

## 1-10-6 Guías Lineales Instrucciones de Uso

1. Las guías lineales están cubiertas con lubricantes de alta calidad (aceite o grasa de litio a base de aceite mineral). Por favor re lubrique los patines, luego del montaje en la máquina. Deben utilizarse los mismos lubricantes.
2. Los patines contienen muchas piezas de plástico. Por favor evite el contacto prolongado de las piezas de plástico con cualquier tipo de disolvente para evitar causar daño en las piezas.
3. Evite la entrada de cualquier agente extraño dentro del patín. Esto podría ser una de las causas de rotura o daño.
4. Por favor, no desmonte los patines de forma arbitraria. Estas acciones pueden permitir la entrada de agentes extraños dentro del patín causando la disminución de la precisión.
5. Cuando manipule las guías lineales, hágalo de forma horizontal. Una postura inapropiada, podría hacer que los patines deslizaran y cayeran de los raíles.
6. Por favor evite golpes o caídas de los patines. Un golpe puede ser la causa de un funcionamiento inapropiado.
7. La temperatura máxima que resisten los depósitos de aceite E2 KIT se encuentra en el rango entre 10°~60°C. Y los patines del tipo Q1 están en el rango de 10°~80°C. La temperatura máxima que resisten los patines tipo SE (EndCap Metálico) es de 150°C. Para el resto de series es de 100°C.
8. Para más detalles referirse a HIWIN información técnica o consulte con su proveedor GAES.

Nota: Para la serie Q1 (QH y QE) por favor preste atención a las siguientes instrucciones:

1. Cuando monte y desmonte los patines tipo Q1, por favor utilice el falso raíl. Cada patín viene equipado con su propio falso raíl de plástico.
2. En la serie Q1 se utilizan accesorios especiales, lo que hace imposible cualquier cambio en la precarga.

# Guías Lineales

## Información General

### 2. HIWIN Línea de Productos

En un esfuerzo por cubrir las necesidades y requerimientos de servicios de los clientes, HIWIN ofrece muchos tipos diferentes de guías lineales. La serie HG es apropiada para máquinas CNC, la serie EG para la industria de la automoción, la serie WE para aplicaciones de monorraíles, la serie RG para aplicaciones que requieran alta rigidez, y las series miniaturas MGN/ MGW para maquinaria de laboratorio. Para aplicaciones de alta tecnología, HIWIN ha desarrollado las series QH y QE con características como la alta velocidad, y el funcionamiento silencioso.

#### (1) Tipos y Series

Tabla 2-1 Tipos y Series

Serie	Montaje Altura	Carga	Cuadros Roscados	Con Brida		
				Roscados	Pasantes	Ambos
HG	Alto	Pesada	HGH-CA	-	-	-
		Super Pesada	HGH-HA	-	-	-
	Bajo	Pesada	HGL-CA	HGW-CA	HGW-CB	HGW-CC
		Super Pesada	HGL-HA	HGW-HA	HGW-HB	HGW-HC
EG	Bajo	Media	EGH-SA	EGW-SA	EGW-SB	-
		Pesada	EGH-CA	EGW-CA	EGW-CB	-
QH	Alto	Pesada	QHH-CA	-	-	-
		Super Pesada	QHH-HA	-	-	-
	Bajo	Pesada	-	QHW-CA	QHW-CB	QHW-CC
		Super Pesada	-	QHW-HA	QHW-HB	QHW-HC
QE	Bajo	Media	QEH-SA	QEW-SA	QEW-SB	-
		Pesada	QEH-CA	QEW-CA	QEW-CB	-
WE	Bajo	Pesada	WEH-CA	-	-	WEW-CC
MGN	-	Normal	MGN-C	-	-	-
		Largo	MGN-H	-	-	-
MGW	-	Normal	MGW-C	-	-	-
		Largo	MGW-H	-	-	-
RG	Alto	Pesada	RGH-CA	-	-	-
		Super Pesada	RGH-HA	-	-	-
	Bajo	Pesada	-	-	-	RGW-CC
		Super Pesada	-	-	-	RGW-HC

(2) Grados de Precisión

Tabla 2-2 Grados de Precisión

Serie	No Intercambiable					Intercambiable		
	Normal	Alta	Precisión	Super Precisión	Ultra Precisión	Normal	Alta	Precisión
	(C)	(H)	(P)	(SP)	(UP)	(C)	(H)	(P)
HG	●	●	●	●	●	●	●	●
EG	●	●	●	●	●	●	●	●
QH	●	●	●	●	●	●	●	●
QE	●	●	●	●	●	●	●	●
WE	●	●	●	●	●	●	●	●
MGN	●	●	●	-	-	●	●	●
MGW	●	●	●	-	-	●	●	●
RG	-	●	●	●	●	-	●	●

(3) Clasificación de Precarga

Tabla 2-3 Precarga

Serie	No Intercambiable			Intercambiable	
	Ligera (Z0)	Media (ZA)	Alta (ZB)	Ligera (Z0)	Media (ZA)
HG	●	●	●	●	●
QH	●	●	●	●	●

Serie	No Intercambiable			Intercambiable	
	Sin Precarga (Z0)	Precarga Ligera (ZA)	Precarga Media (ZB)	Prec. Muy Ligera (Z0)	Precarga Ligera (ZA)
EG	●	●	●	●	●
QE	●	●	●	●	●
WE	●	●	●	●	●

Serie	No Intercambiable			Intercambiable		
	Sin Precarga (ZF)	Precarga Muy Ligera (Z0)	Precarga Ligera (Z1)	Sin Precarga (ZF)	Precarga Muy Ligera (Z0)	Precarga Ligera (Z1)
MGN	●	●	●	●	●	●
MGW	●	●	●	●	●	●

Serie	No Intercambiable			Intercambiable	
	Precarga Ligera (Z0)	Precarga Media (ZA)	Precarga Alta (ZB)	Precarga Ligera (Z0)	Precarga Media (ZA)
RG	●	●	●	●	●

# Guías Lineales

## Serie HG

### 2-1 Serie HG- Guías lineales de Recirculación de Bolas para Cargas muy Pesadas

La serie HG está diseñada con el principio de arco circular de cuatro hileras de bolas permitiendo una capacidad de carga y una rigidez superiores que les permite que se destaquen de otros productos. Entre sus características destacan que soportan cargas en dirección radial, radial inversa y lateral, son autoalineantes, absorben errores de montaje y debido al principio constructivo de arco circular puede obtenerse una mayor rigidez aplicando una precarga. Así, la serie HG de HIWIN puede alcanzar una mayor vida de servicio, alta velocidad y alto grado de precisión, con un movimiento suave.

#### 2-1-1 Características de la Serie HG

##### (1) Capacidad de Autoalineación

Por diseño, el arco circular tiene puntos de contacto a 45°. La serie HG puede absorber hasta un cierto grado, los defectos de precisión de las superficies de montaje y simultáneamente garantizar cualidades de marcha suave mediante la deformación elástica de las bolas y el cambio de los puntos de contacto. Capacidad autoalineante, alto grado de precisión y un movimiento suave, todo esto puede obtenerse con una fácil instalación..

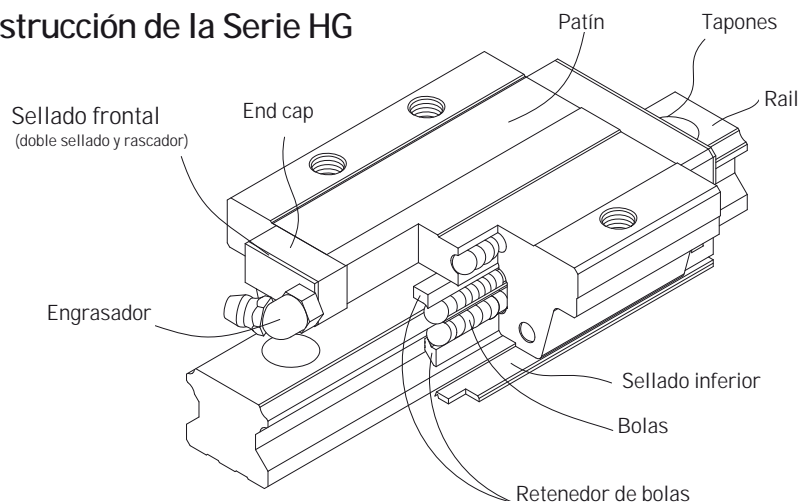
##### (2) Intercambiabilidad

Debido al exhaustivo control que se realizan a las guías lineales de HIWIN, el grado de precisión de la serie HG puede ser mantenido en un rango razonable. Quiere decir que cualquier patín de una serie específica puede ser utilizado, manteniendo el grado de precisión indicado en tablas. Cada patín lleva incorporado un retenedor de bolas, para evitar que éstas caigan fuera en el momento de quitarlos del raíl. Para poner y quitar los patines de los raíles, se recomienda la utilización del falso raíl.

##### (3) Alta Rigidez en las Cuatro Direcciones

Debido al diseño de cuatro hileras de bolas, la serie HG tiene la misma capacidad de carga en dirección radial, radial inversa y lateral. Además, el arco circular permite un amplio contacto entre las bolas y las pistas de rodadura permitiendo, cargas más elevadas y una mayor rigidez.

#### 2-1-2 Construcción de la Serie HG



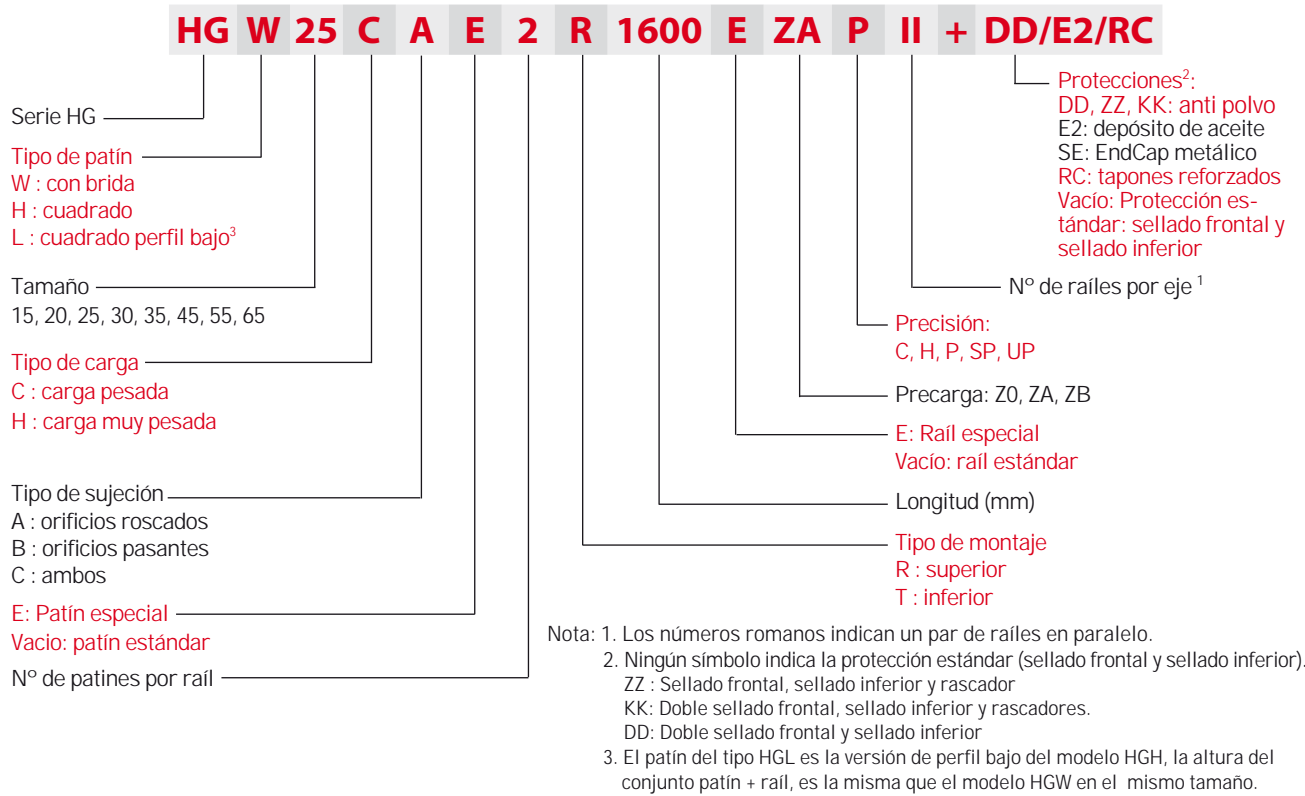
- Sistema de recirculación de bolas: patín, raíl, end-cap, y retenedor de bolas
- Sistema de lubricación: engrasador, y conexión adaptador
- Sistema de protección anti-polvo: sellado frontal, sellado inferior, tapones, doble sellado y rascadores

#### 2-1-3 Serie HG Modelos

La serie HG puede ser clasificada en tipo No Intercambiable e Intercambiable. Los tamaños son idénticos. La única diferencia entre los dos tipos es que en el tipo intercambiable, tanto las guías y los patines pueden intercambiarse libremente, y su precisión puede alcanzar el grado P. La referencia de la serie HG indica el tamaño, tipo, precisión, precarga, etc.

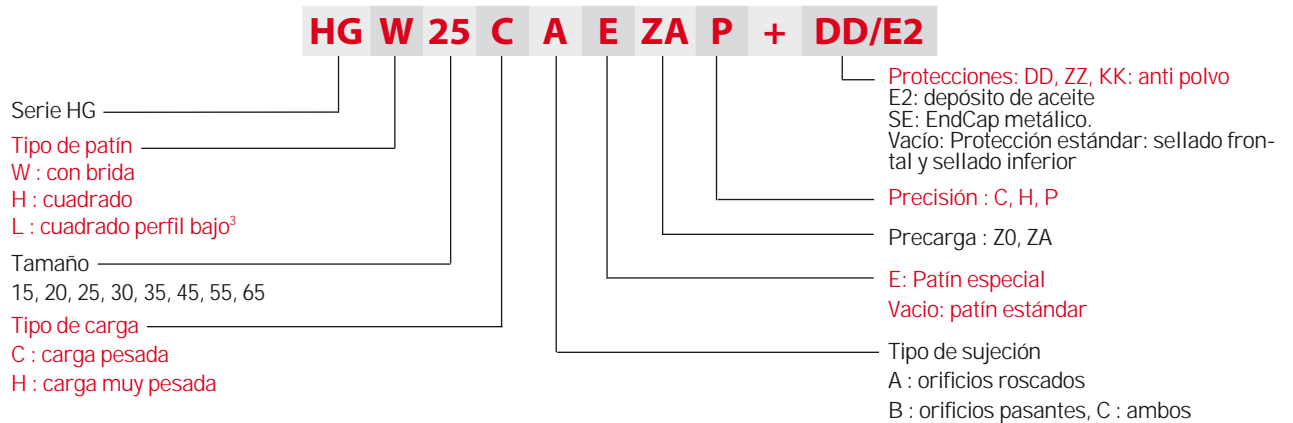


(1) Tipo No Intercambiable

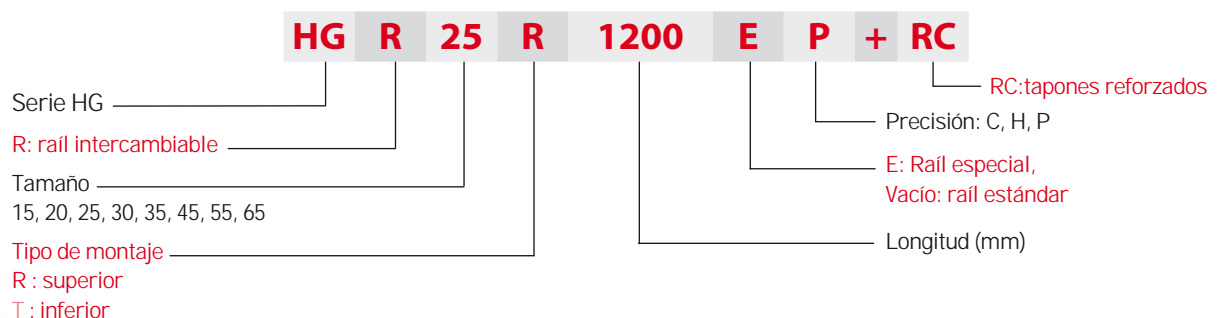


(2) Tipo Intercambiable

○ Modelo de Referencia del Patín de la Serie HG



○ Modelo de Referencia del Raíl de la Serie HG



# Guías Lineales

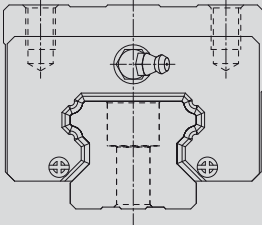
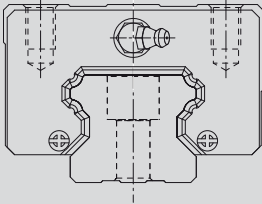
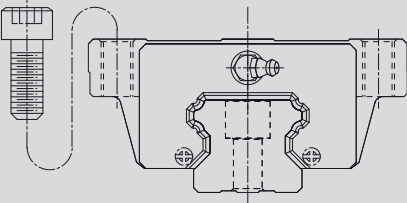
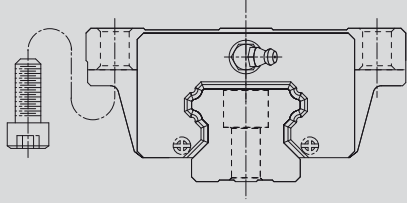
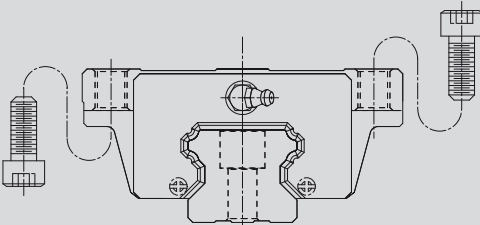
## Serie HG

### 2-1-4 Tipos

#### (1) Tipo de Patines

HIWIN ofrece dos tipos de patines, cuadrados y los de tipo brida. Por ser más ancho, el patín de brida es más apropiado para aplicaciones que requieran momentos de gran carga.

Tabla 2-1-1 Tipos de Patines

Tipo	Modelo	Forma	Altura (mm)	Longitud Rail (mm)	Principales Aplicaciones
Cuadrado	HGH-CA HGH-HA		28	100	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Centros de Mecanizado</li> <li>○ Tornos</li> <li>○ Fresadoras</li> <li>○ Maquinaria de Precisión</li> <li>○ Maquinaria de Corte</li> <li>○ Dispositivos Automáticos</li> <li>○ Transportadores</li> <li>○ Equipos de Medición</li> <li>○ Dispositivos que requieran alto grado de precisión de posicionamiento</li> </ul>
			↓	↓	
	90	4000			
	↓	↓			
HGL-CA HGL-HA		24	100		
		↓	↓		
70	4000				
Brida	HGW-CA HGW-HA		24	100	
			↓	↓	
	90	4000			
	HGW-CB HGW-HB		24	100	
			↓	↓	
	90	4000			
	HGW-CC HGW-HC		24	100	
			↓	↓	
90	4000				

## (2) Tipo de Raíles

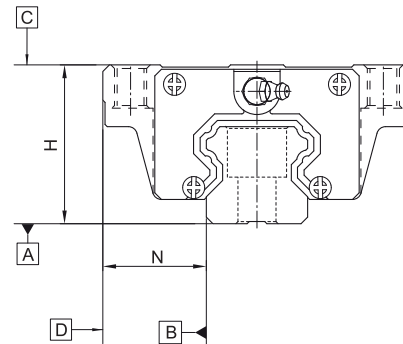
Aparte del rail estándar, HIWIN también ofrece la opción del rail con orificio roscado por debajo.

**Tabla 2-1-2 Tipos de Raíles**



## 2-1-5 Grados de Precisión

Los grados de precisión de la serie HG pueden ser clasificados en normal (C), alta (H), precisión (P), súper precisión (SP) y ultra precisión (UP). Seleccione el grado de precisión, de acuerdo al requerimiento de la aplicación.



### (1) Grado de Precisión de las Guías No Intercambiables

**Tabla 2-1-3 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	HG - 15, 20				
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)	Super Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.03	0 - 0.03	0 - 0.015	0 - 0.008
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.03	0 - 0.03	0 - 0.015	0 - 0.008
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.01	0.006	0.004	0.003
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.02	0.01	0.006	0.004	0.003
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-1-11				
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-1-11				

**Tabla 2-1-4 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	HG - 25, 30, 35				
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)	Super Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.04	0 - 0.04	0 - 0.02	0 - 0.01
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.04	0 - 0.04	0 - 0.02	0 - 0.01
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.015	0.007	0.005	0.003
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.015	0.007	0.005	0.003
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-1-11				
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-1-11				

# Guías Lineales

## Serie HG

**Tabla 2-1-5 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	HG - 45, 55				
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)	Super Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.05	0 - 0.05	0 - 0.03	0 - 0.02
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.05	0 - 0.05	0 - 0.03	0 - 0.02
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.03	0.015	0.007	0.005	0.003
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.02	0.01	0.007	0.005
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-1-11				
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-1-11				

**Tabla 2-1-6 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	HG - 65				
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)	Super Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.07	0 - 0.07	0 - 0.05	0 - 0.03
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.07	0 - 0.07	0 - 0.05	0 - 0.03
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.03	0.02	0.01	0.007	0.005
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.025	0.015	0.01	0.007
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-1-11				
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-1-11				

### (2) Accuracy of interchangeable guideways

**Tabla 2-1-7 Grado de Precisión de las Guías Intercambiables**

Unidad: mm

Item	HG - 15, 20		
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.03	± 0.015
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.03	± 0.015
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.01	0.006
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.02	0.01	0.006
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-1-11		
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-1-11		

**Tabla 2-1-8 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	HG - 25, 30, 35		
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.04	± 0.02
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.04	± 0.02
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.015	0.007
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.015	0.007
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-1-11		
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-1-11		

Tabla 2-1-9 Grados de Precisión

Unidad: mm

Item	HG - 45, 55		
Grados de Precisión	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.05	± 0.025
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.05	± 0.025
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.03	0.015	0.007
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.02	0.01
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-1-11		
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-1-11		

Tabla 2-1-10 Grados de Precisión

Unidad: mm

Item	HG - 65		
Grados de Precisión	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.07	± 0.035
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.07	± 0.035
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.03	0.02	0.01
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.025	0.015
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-1-11		
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-1-11		

### (3) Precisión de Paralelismo

Tabla 2-1-11 Precisión de Paralelismo

Longitud de Raíl (mm)	Precisión (µm)				
	C	H	P	SP	UP
~ 100	12	7	3	2	2
100 ~ 200	14	9	4	2	2
200 ~ 300	15	10	5	3	2
300 ~ 500	17	12	6	3	2
500 ~ 700	20	13	7	4	2
700 ~ 900	22	15	8	5	3
900 ~ 1,100	24	16	9	6	3
1,100 ~ 1,500	26	18	11	7	4
1,500 ~ 1,900	28	20	13	8	4
1,900 ~ 2,500	31	22	15	10	5
2,500 ~ 3,100	33	25	18	11	6
3,100 ~ 3,600	36	27	20	14	7
3,600 ~ 4,000	37	28	21	15	7

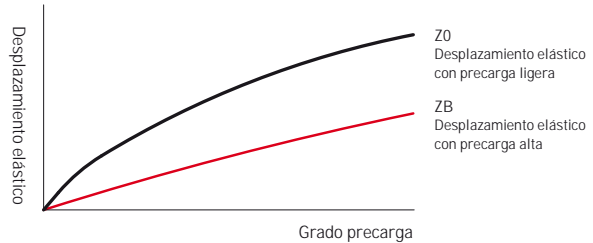
# Guías Lineales

## Serie HG

### 2-1-6 Precarga

#### (1) Definición

La precarga es una carga que actúa en el interior del patín sobre los elementos de rodadura, para eliminar el juego y aumentar la rigidez del patín, pero manteniendo la precisión. Para ello se utilizan bolas sobredimensionadas. El gráfico muestra la carga que es multiplicada por la precarga, la rigidez es el doble, y la desviación se reduce al 50%. Se recomiendan precargas no superiores a ZA para patines cuyo tamaño sea inferior a 20 para evitar que demasiada precarga afecte a la vida útil de la guía lineal.



#### (2) Grados de Precarga

HIWIN ofrece tres grados de precarga estándar, para diferentes aplicaciones y condiciones.

Tabla 2-1-12 Grados de Precarga

Grado	Código	Precarga	Condición	Ejemplos de Aplicación
Precarga Ligera	Z0	0~ 0.02C	Ciertas direcciones de carga. Requerimientos de precisión baja	Transportadores, maq. embalaje, aplicaciones XY para industria en general, pinzas de soldadura
Precarga Media	ZA	0.05C~0.07C	Requerimientos de Precisión alta	Centros de mecanizado, mesas X-Y, CNC, tornos, fresadoras, equipos de medición
Precarga Alta	ZB	0.10C~ 0.12C	Alta rigidez, aplicaciones con impactos y vibraciones	Centros de mecanizado, CNC, prensas, máquinas de corte

Grado	Intercambiable	No Intercambiable
Precarga	Z0, ZA	Z0, ZA, ZB

NOTA: la letra "C" en la columna de la precarga hace referencia a la capacidad de carga dinámica.

### 2-1-7 Lubricación

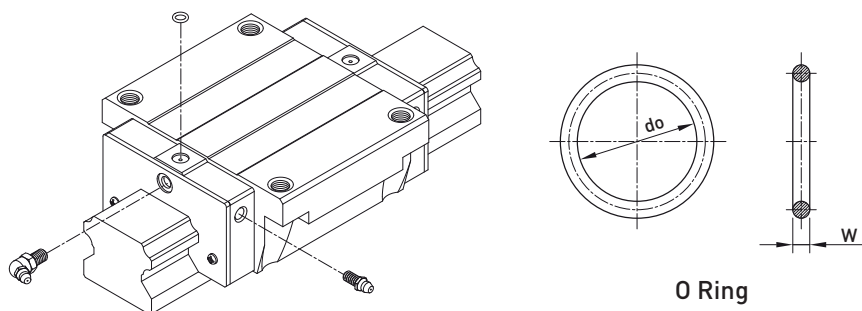
#### (1) Grasa

- Engrasador

	<p>M6x0.75P</p> <p>HG20 HG25 HG30 HG35</p> <p>NO.34320001</p>	<p>PT1/8</p> <p>HG45 HG55 HG65</p> <p>NO.34320003</p>
<p>M4x0.7P</p> <p>HG15</p> <p>NO.34310002</p>	<p>M6x0.75P</p> <p>HG20 HG25 HG30 HG35</p> <p>NO.34310008(OPTION)</p>	<p>PT 1/8</p> <p>HG45 HG55 HG65</p> <p>NO.3431000B(OPTION)</p>

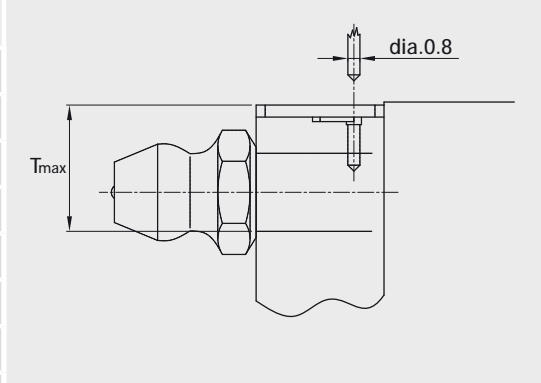
### ○ Posiciones de Montaje del Engrasador

La posición estándar de montaje para el engrasador es a ambos extremos del patín, pero el engrasador puede ser montado también a los lados. Para el montaje lateral, recomendamos que el engrasador se monte en la cara de No Referencia del patín.



**Tabla 2-1-13 Dimensión del "O-Ring" y Profundidad máxima de Perforación**

Tamaño	O-Ring		Orificio de lubricación en la parte superior profundidad máx. de perforación $T_{max}$
	do (mm)	W (mm)	
HG 15	2.5±0.15	1.5±0.15	3.75
HG 20	4.5±0.15	1.5±0.15	5.7
HG 25	4.5±0.15	1.5±0.15	5.8
HG 30	4.5±0.15	1.5±0.15	6.3
HG 35	4.5±0.15	1.5±0.15	8.8
HG 45	4.5±0.15	1.5±0.15	8.2
HG 55	4.5±0.15	1.5±0.15	11.8
HG 65	4.5±0.15	1.5±0.15	10.8



### ○ Cantidad de Grasa por Patín

**Tabla 2-1-14 Cantidad de Grasa por Patín**

Tamaño	Cargas Pesadas (cm <sup>3</sup> )	Cargas Muy Pesadas (cm <sup>3</sup> )	Tamaño	Cargas Pesadas (cm <sup>3</sup> )	Cargas Muy Pesadas (cm <sup>3</sup> )
HG 15	1	-	HG 35	10	12
HG 20	2	3	HG 45	17	21
HG 25	5	6	HG 55	26	33
HG 30	7	8	HG 65	50	61

### ○ Frecuencia de Reposición

Compruebe la grasa cada 100km o cada 3-6 meses.

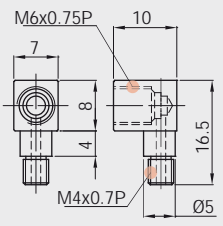
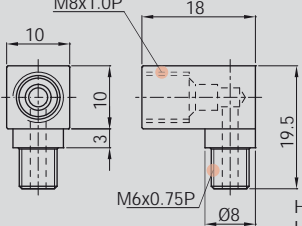
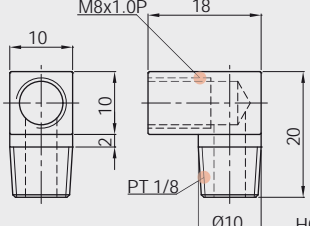
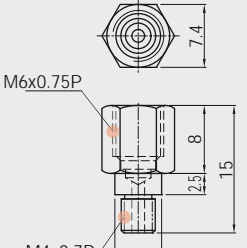
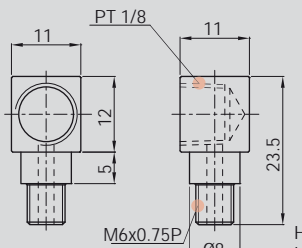
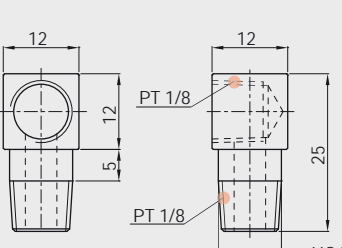
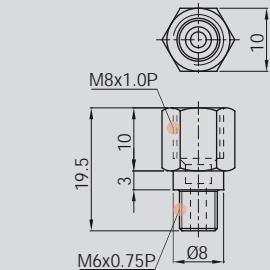
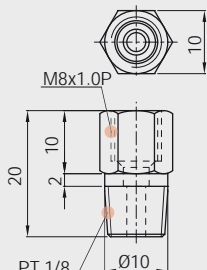
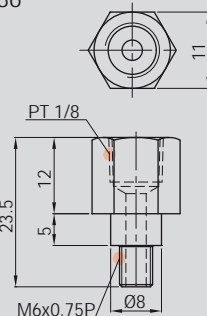
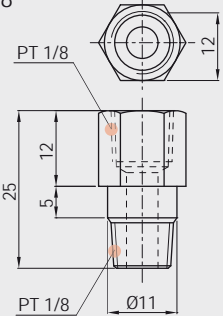
# Guías Lineales

## Serie HG

### (2) Aceite

La viscosidad recomendada del aceite está entre 30-150 cSt.

### o Adaptadores Especiales para Lubricación por Aceite

<p>LF-64</p>  <p>M6x0.75P 10 7 8 4 16.5 M4x0.7P Ø5</p> <p>HG15</p> <p>NO.97000EA1</p>	<p>LF-76</p>  <p>M8x1.0P 18 10 10 3 19.5 M6x0.75P Ø8</p> <p>HG20 HG25 HG30 HG35</p> <p>NO.970002A1</p>	<p>LF-78</p>  <p>M8x1.0P 18 10 10 2 20 PT 1/8 Ø10</p> <p>HG45 HG55 HG65</p> <p>NO.970006A1</p>
<p>SF-64</p>  <p>M6x0.75P 7.4 8 2.5 15 M4x0.7P Ø5.5</p> <p>HG15</p> <p>NO.97001TA1</p>	<p>LF-86</p>  <p>PT 1/8 11 11 12 5 23.5 M6x0.75P Ø8</p> <p>HG20 HG25 HG30 HG35</p> <p>NO.970004A1</p>	<p>LF-88</p>  <p>12 12 12 5 25 PT 1/8 Ø10</p> <p>HG45 HG55 HG65</p> <p>NO.970008A1</p>
<p>SF-76</p>  <p>M8x1.0P 10 19.5 10 3 10 M6x0.75P Ø8</p> <p>HG20 HG25 HG30 HG35</p> <p>NO.970001A1</p>	<p>SF-78</p>  <p>M8x1.0P 10 20 10 2 10 PT 1/8 Ø10</p> <p>HG45 HG55 HG65</p> <p>NO.970005A1</p>	
<p>SF-86</p>  <p>PT 1/8 11 12 5 23.5 M6x0.75P Ø8</p> <p>HG20 HG25 HG30 HG35</p> <p>NO.970003A1</p>	<p>SF-88</p>  <p>PT 1/8 12 12 5 25 PT 1/8 Ø11</p> <p>HG45 HG55 HG65</p> <p>NO.970007A1</p>	



○ Frecuencia de Reposición de Aceite

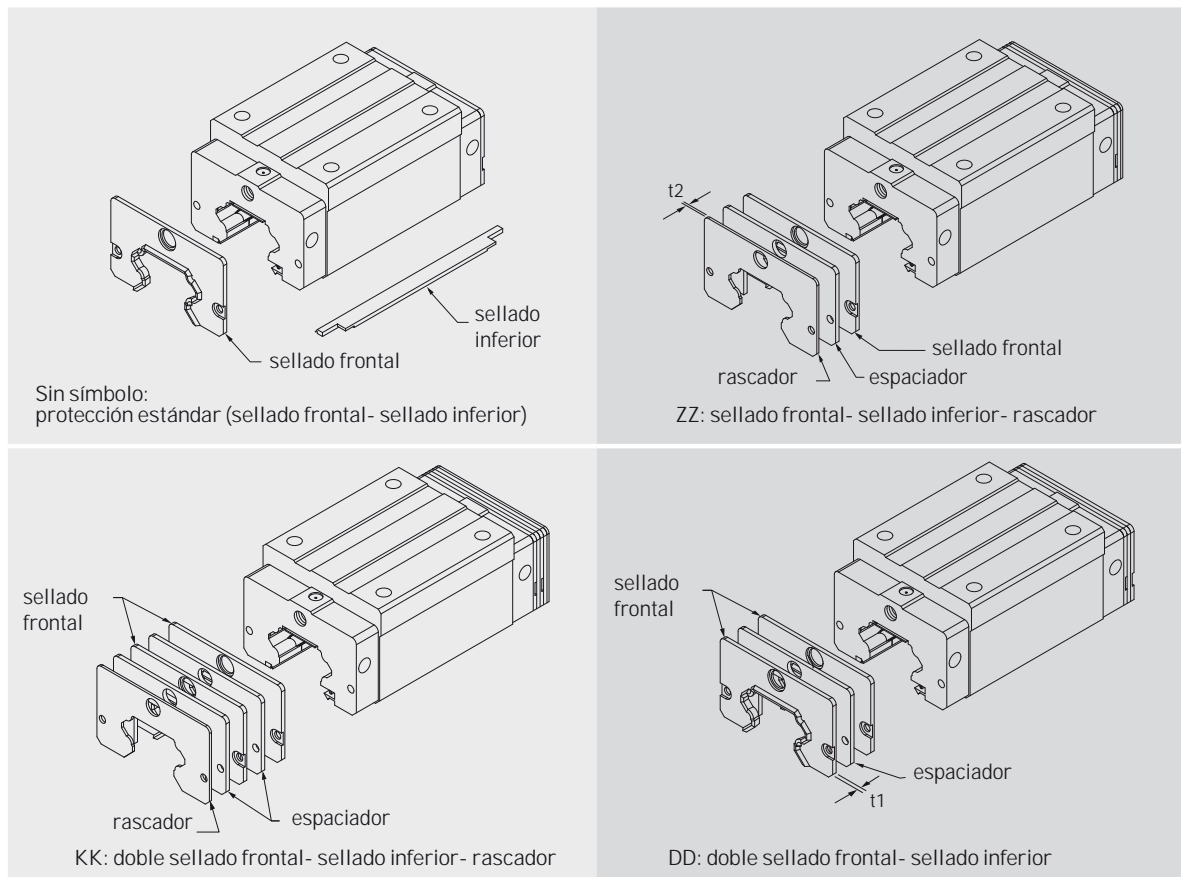
Tabla 2-1-15

Tamaño	Cantidad y Frecuencia (cm <sup>3</sup> /hr)	Tamaño	Cantidad y Frecuencia (cm <sup>3</sup> /hr)
HG 15	0.2	HG 35	0.3
HG 20	0.2	HG 45	0.4
HG 25	0.3	HG 55	0.5
HG 30	0.3	HG 65	0.6

## 2-1-8 Protección Contra el Polvo

### (1) Código de Accesorios

Si necesita alguno de los siguientes accesorios, por favor, añade la referencia al modelo de patín:



# Guías Lineales

## Serie HG

### (2) Sellado Frontal y Sellado Inferior

Para prevenir la reducción de la vida útil causada por las virutas de hierro o el polvo que entra en los patines.

### (3) Doble Sellado

Mejora la estanqueidad del patín, evitando que penetre en él cualquier tipo de partícula extraña al sistema.

**Tabla 2-1-16 Dimensiones del Sellado Frontal**

Tamaño	Grosor (t1) (mm)	Tamaño	Grosor (t1) (mm)
HG 15 ES	3	HG 35 ES	3.2
HG 20 ES	3.5	HG 45 ES	4.5
HG 25 ES	3.5	HG 55 ES	4.5
HG 30 ES	3.2	HG 65 ES	6

### (4) Rascador

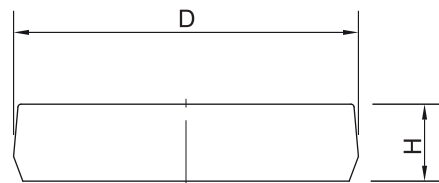
El rascador remueve virutas de hierro de alta temperatura y partículas de gran tamaño.

**Tabla 2-1-17 Dimensiones del Rascador**

Tamaño	Grosor (t2) (mm)	Tamaño	Grosor (t2) (mm)
HG 15 SC	1.5	HG 35 SC	1.5
HG 20 SC	1.5	HG 45 SC	1.5
HG 25 SC	1.5	HG 55 SC	1.5
HG 30 SC	1.5	HG 65 SC	1.5

### (5) Tapones para Raíles

Los tapones son utilizados para cubrir los orificios de fijación de las guías, para evitar que se recojan virutas u otras partículas en los orificios. Los tapones se envían con cada raíl.



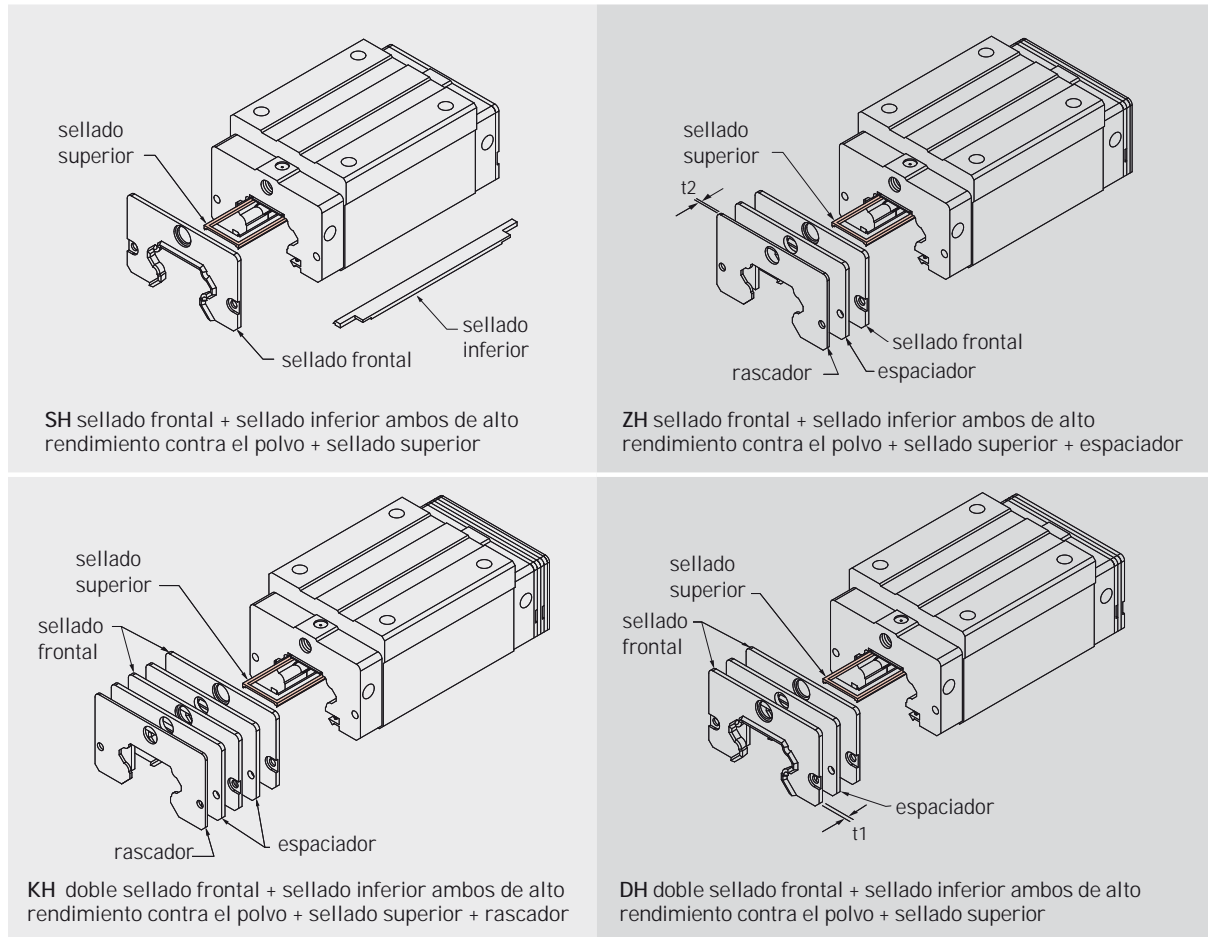
**Tabla 2-1-18 Dimensiones de los Tapones**

Tamaño raíl	Tamaño del tornillo	Diámetro(D) (mm)	Grosor(H) (mm)	Tamaño raíl	Tamaño del tornillo	Diámetro(D) (mm)	Grosor(H) (mm)
HGR15	M4	7.65	1.1	HGR35	M8	14.25	3.3
HGR20	M5	9.65	2.2	HGR45	M12	20.25	4.6
HGR25	M6	11.20	2.5	HGR55	M14	23.50	5.5
HGR30	M8	14.25	3.3	HGR65	M16	26.60	5.5

### (6) Accesorios de Protección contra el Polvo

HIWIN ha desarrollado muchos tipos de accesorios de protección contra el polvo, para diferentes aplicaciones y ambientes de trabajo, para evitar polvo, virutas u otros desechos.

Si necesita alguno de los siguientes accesorios, por favor, añada la referencia al modelo de patín:



Nota: 1. Los tamaños disponibles para éstos accesorios van desde tamaño 20 hasta 45.  
2. La fricción se incrementará entre 0.6 ~1.2N comparada con patines sin accesorios.

### (7) Sellado Superior

El sellado superior puede evita de manera eficaz la entrada de partículas provenientes de la superficie del raíl o acumuladas en los orificios de fijación.

# Guías Lineales

## Serie HG

### 2-1-9 Fricción

El valor máximo de fricción por cada sellado se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 2-1-19 Resistencia del Sellado

Tamaño	Resistencia N (kgf)	Tamaño	Resistencia N (kgf)
HG15	1.18 (0.12)	HG35	3.04 (0.31)
HG20	1.57 (0.16)	HG45	3.83 (0.39)
HG25	1.96 (0.2)	HG55	4.61 (0.47)
HG30	2.65 (0.27)	HG65	5.79 (0.59)

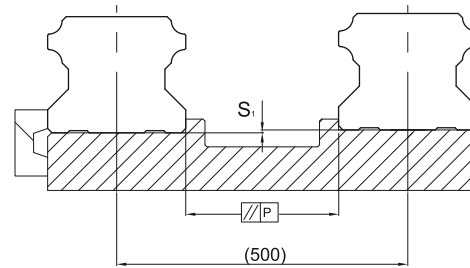
Nota: 1kgf=9.81N

### 2-1-10 Tolerancias Admisibles de las Superficies de Montaje

#### (1) Tolerancia Admisible de las superficies de Montaje

Debido al diseño de arco circular, la serie HG puede compensar algunos errores y defectos de precisión de las superficies de montaje, manteniendo un movimiento lineal suave.

Mientras que sean aplicados los requerimientos de precisión para el montaje, se puede obtener alto grado de precisión y rigidez sin dificultad. Para satisfacer las necesidades de una fácil y rápida instalación, HIWIN ofrece un tipo de precarga normal, debido a su gran capacidad de absorción de las desviaciones provocadas por la insuficiente precisión de las superficies de montaje.



#### (2) Tolerancia Admisible De Paralelismo entre las Caras de Referencia (P)

Tabla 2-1-20 Máxima Tolerancia de Paralelismo (P)

unidad:  $\mu\text{m}$

Tamaño	Grados de Precarga		
	Z0	ZA	ZB
HG15	25	18	-
HG20	25	20	18
HG25	30	22	20
HG30	40	30	27
HG35	50	35	30
HG45	60	40	35
HG55	70	50	45
HG65	80	60	55

#### (3) Tolerancia Admisible de Altura ( $S_1$ )

Tabla 2-1-21 Tolerancia Máxima de Referencia de Altura de Superficies ( $S_1$ )

unidad:  $\mu\text{m}$

Tamaño	Grados de Precarga		
	Z0	ZA	ZB
HG15	130	85	-
HG20	130	85	50
HG25	130	85	70
HG30	170	110	90
HG35	210	150	120
HG45	250	170	140
HG55	300	210	170
HG65	350	250	200

## 2-1-11 Precauciones de Instalación

### (1) Radios de Acuerdo y Uniones

El montaje de las guías lineales deberá efectuarse muy meticulosamente, en especial, en máquinas de alta precisión. En estos casos deberán tenerse en cuenta, los puntos que se citan a continuación:

**Radios de Acuerdo:** las superficies de referencia no tienen suficiente contacto con los radios de acuerdo de la superficie de montaje ya que son mayores que los chaflanes, tanto en guías como en patines. Por ello los radios de acuerdo siempre deben seguir las prescripciones de las guías correspondientes.

**Perpendicularidad de las caras de Referencia:** cuando las caras de referencia de la superficie de montaje no poseen un ángulo recto para las superficies de referencia de los raíles y patines, ambas superficies no tienen una unión positiva después del montaje. Por ello deberán evitarse desviaciones del ángulo recto.

**Dimensiones de las Caras de Referencia:** en la configuración de las caras de referencia habrá que planificar meticulosamente su altura y su espesor. Una cara de referencia demasiado alta puede llegar a tocar el bloque. Por el contrario, a falta de altura de las caras de referencias, las superficies correspondientes del bloque y de los raíles no podrán ser unidas positivamente como lo necesitan.

**Tolerancias de medidas entre caras de referencia y el punto de Fijación:** en una desviación demasiado grande de la medida entre las superficies de referencia del raíl y el patín así como también del punto de sujeción, las caras de referencia no tienen unión positiva.

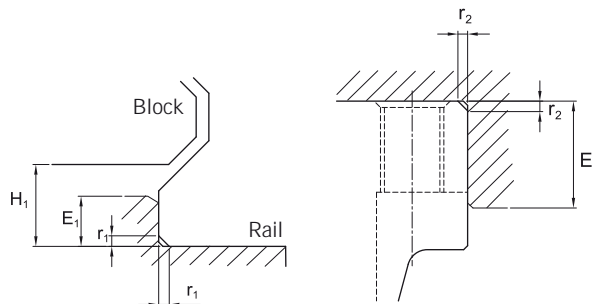


Tabla 2-1-22 Radios de Acuerdo y Uniones

Tamaño	Max. radio de uniones $r_1$ (mm)	Max. radio de uniones $r_2$ (mm)	Perpendicularidad de las caras de referencia $E_1$ (mm)	Perpendicularidad de las caras de referencia $E_2$ (mm)	Holgura bajo el patín $H_1$ (mm)
HG15	0.5	0.5	3	4	4.3
HG20	0.5	0.5	3.5	5	4.6
HG25	1.0	1	5	5	5.5
HG30	1.0	1	5	5	6
HG35	1.0	1	6	6	7.5
HG45	1.0	1	8	8	9.5
HG55	1.5	1.5	10	10	13
HG65	1.5	1.5	10	10	15

### (2) Par de Apriete para Tornillos de Fijación

Un par de apriete inapropiado puede influir muy negativamente en la precisión de las guías lineales. El par de apriete correspondiente a cada tamaño se muestra a continuación:

Tabla 2-1-23 Par de Apriete

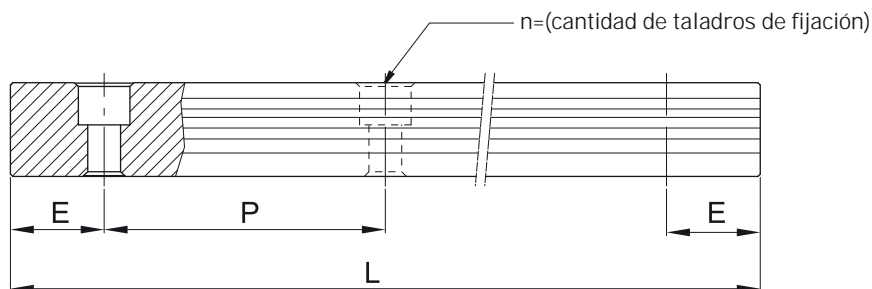
Tamaño	Tamaño del tornillo	Torque N-cm(kgf-cm)		
		Acero	Fundición	Aluminio
HG 15	M4×0.7P×16L	392(40)	274(28)	206(21)
HG 20	M5×0.8P×16L	883(90)	588(60)	441(50)
HG 25	M6×1P×20L	1373	921(100)	686(70)
HG 30	M8×1.25P×25L	3041(310)	2010(250)	1470(150)
HG 35	M8×1.25P×25L	3041(310)	2010(250)	1470(150)
HG 45	M12×1.75P×35L	11772(1200)	7840(800)	5880(600)
HG 55	M14×2P×45L	15696(1600)	10500(1100)	7840(800)
HG 65	M16×2P×50L	19620(2000)	13100(1350)	9800(1000)

## Guías Lineales

### Serie HG

#### 2-1-12 Longitud Estándar y Máxima de Raíl

HIWIN ofrece medidas estándar de raíles y también medidas acordes a las necesidades de cada cliente. En este último caso, el valor de la cota E no debería ser mayor a la mitad del paso (P). Esto evitaría un final de raíl inestable.



$$L = (n-1) \times P + 2 \times E \quad \dots \dots \dots \text{Ec.2.1}$$

L : Longitud total (mm)

n : Cantidad de taladros de fijación

P : Distancia de centro a centro de dos taladros consecutivos (mm)

E : Distancia entre el centro del último taladro hasta el corte (mm)

Tabla 2-1-24 Raíl Longitud Máxima y Estándar

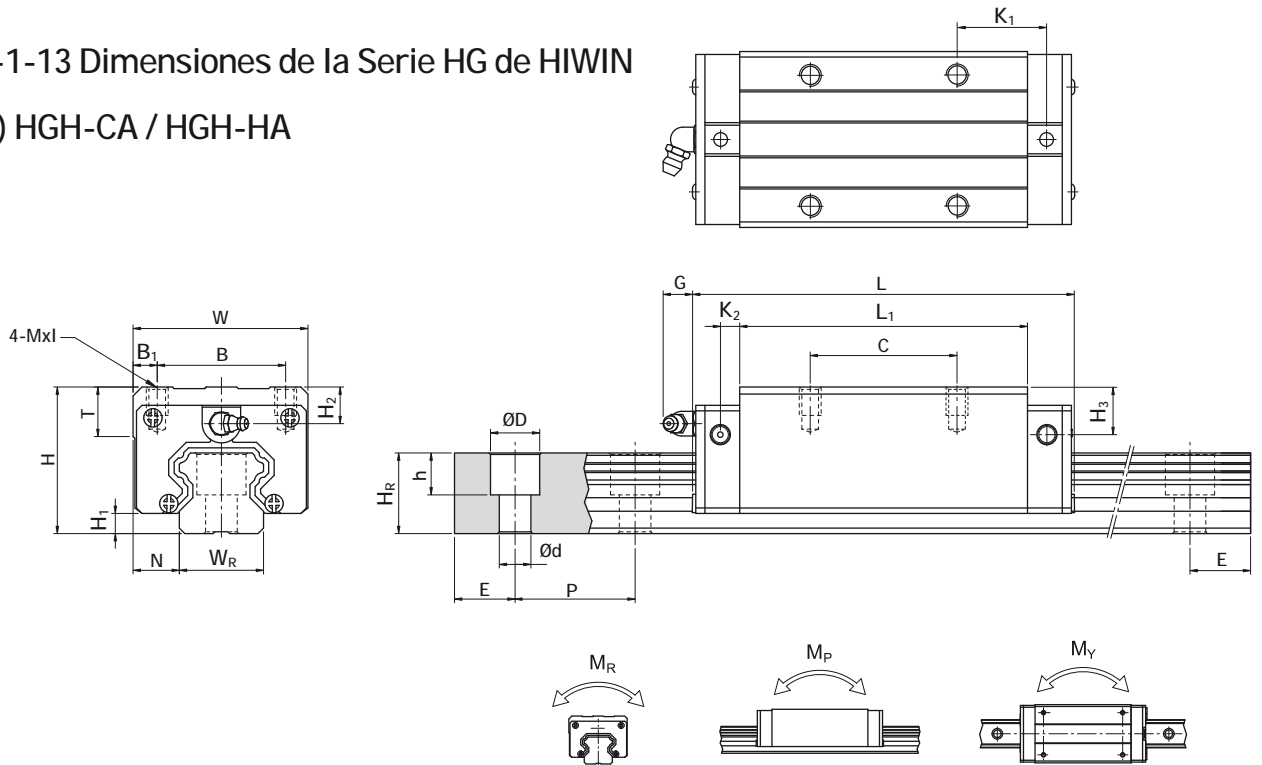
unidad: mm

Item	HG15	HG20	HG25	HG30	HG35	HG45	HG55	HG65
Longitud estándar L(n)	160 (3)	220 (4)	220 (4)	280 (4)	280 (4)	570 (6)	780 (7)	1,270 (9)
	220 (4)	280 (5)	280 (5)	440 (6)	440 (6)	885 (9)	1,020 (9)	1,570 (11)
	280 (5)	340 (6)	340 (6)	600 (8)	600 (8)	1,200 (12)	1,260 (11)	2,020 (14)
	340 (6)	460 (8)	460 (8)	760 (10)	760 (10)	1,620 (16)	1,500 (13)	2,620 (18)
	460 (8)	640 (11)	640 (11)	1,000 (13)	1,000 (13)	2,040 (20)	1,980 (17)	
	640 (11)	820 (14)	820 (14)	1,640 (21)	1,640 (21)	2,460 (24)	2,580 (22)	
	820 (14)	1,000 (17)	1,000 (17)	2,040 (26)	2,040 (26)	2,985 (29)	2,940 (25)	
		1,240 (21)	1,240 (21)	2,520 (32)	2,520 (32)			
		1,600 (27)	3,000 (38)	3,000 (38)				
Paso (P)	60	60	60	80	80	105	120	150
Distancia al centro del último taladro (E <sub>c</sub> )	20	20	20	20	20	22.5	30	35
Longitud máxima estándar	1,960 (33)	4,000 (67)	4,000 (67)	3,960 (50)	3,960 (50)	3,930 (38)	3,900 (33)	3,970 (27)
Longitud máxima	2,000	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000

Nota : 1. La tolerancia de corte E para raíl estándar es de 0.5- -0.5mm. Y la tolerancia de corte E para raíles de unión es de 0--0.3 mm.  
 2. Longitud máxima estándar significa, longitud máxima total con igual valor E en los dos extremos.  
 3. Si necesita un valor E diferente, por favor consulte con su proveedor GAES.

## 2-1-13 Dimensiones de la Serie HG de HIWIN

### (1) HGH-CA / HGH-HA



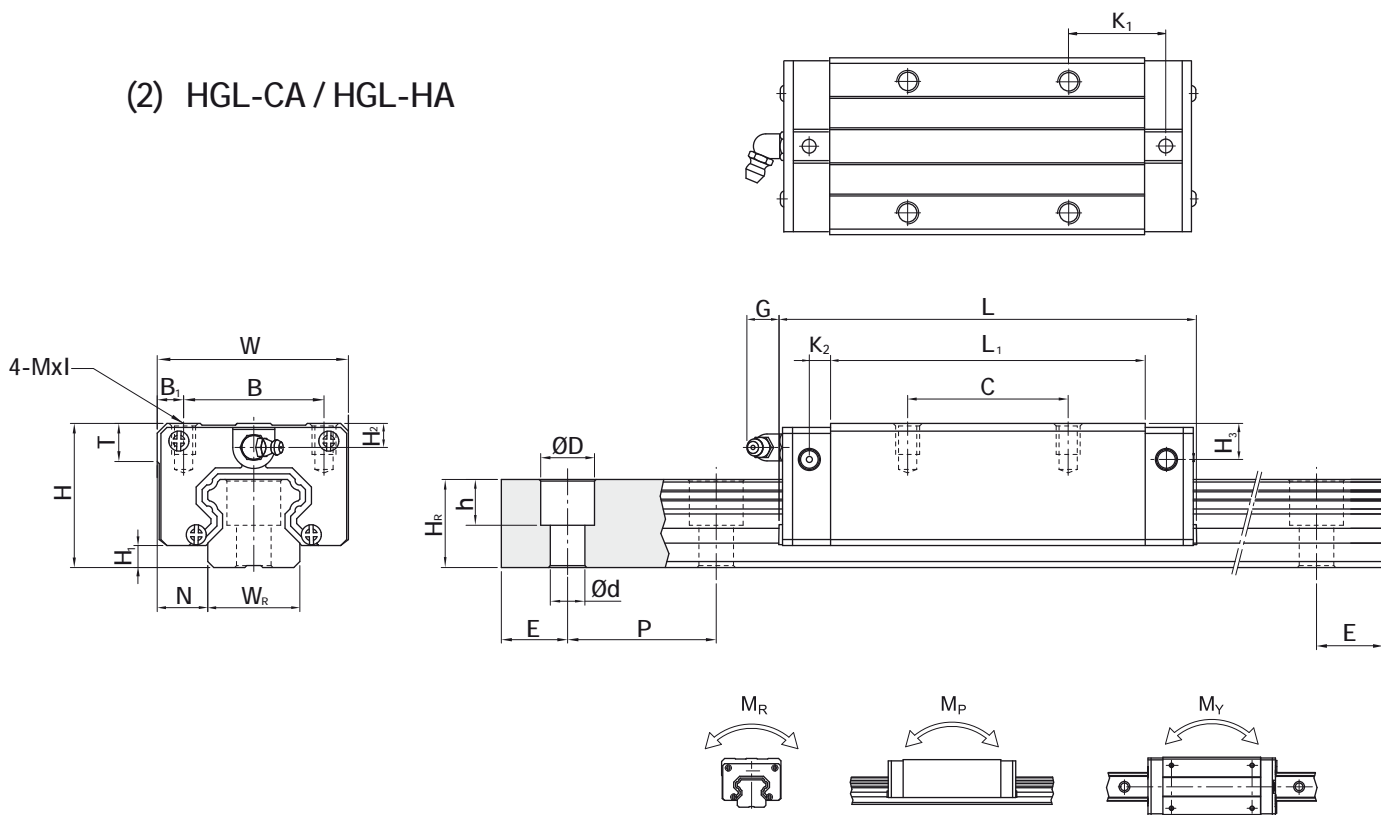
Modelo N°.	Dimensiones (mm)			Dimensiones del Patín (mm)										Dimensiones del Rail (mm)					Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C(kN)	Capacidad de Carga Estática C <sub>0</sub> (kN)	Máximo Momento Estático			Peso						
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	G	Mxl	T	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	W <sub>R</sub>	H <sub>R</sub>				D	h	d	P	E	M <sub>R</sub>	M <sub>P</sub>	M <sub>Y</sub>	Patín	Rail
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm				mm	mm	mm	mm	mm	kN-m	kN-m	kN-m	kg	kg/m
HGH 15CA	28	4.3	9.5	34	26	4	26	39.4	61.4	10	4.85	5.3	M4x5	6	7.95	7.7	15	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	11.38	16.97	0.12	0.10	0.10	0.18	1.45
HGH 20CA	30	4.6	12	44	32	6	36	50.5	77.5	12.25	6	12	M5x6	8	6	6	20	17.5	9.5	8.5	6	60	20	M5x16	17.75	27.76	0.27	0.20	0.20	0.30	2.21
HGH 20HA							50	65.2	92.2	12.6															21.18	35.90	0.35	0.35	0.35	0.39	
HGH 25CA	40	5.5	12.5	48	35	6.5	35	58	84	16.8	6	12	M6x8	8	10	9	23	22	11	9	7	60	20	M6x20	26.48	36.49	0.42	0.33	0.33	0.51	3.21
HGH 25HA							50	78.6	104.6	19.6															32.75	49.44	0.56	0.57	0.57	0.69	
HGH 30CA	45	6	16	60	40	10	40	70	97.4	20.25	6	12	M8x10	8.5	9.5	13.8	28	26	14	12	9	80	20	M8x25	38.74	52.19	0.66	0.53	0.53	0.88	4.47
HGH 30HA							60	93	120.4	21.75															47.27	69.16	0.88	0.92	0.92	1.16	
HGH 35CA	55	7.5	18	70	50	10	50	80	112.4	20.6	7	12	M8x12	10.2	16	19.6	34	29	14	12	9	80	20	M8x25	49.52	69.16	1.16	0.81	0.81	1.45	6.30
HGH 35HA							72	105.8	138.2	22.5															60.21	91.63	1.54	1.40	1.40	1.92	
HGH 45CA	70	9.5	20.5	86	60	13	60	97	139.4	23	10	12.9	M10x17	16	18.5	30.5	45	38	20	17	14	105	22.5	M12x35	77.57	102.71	1.98	1.55	1.55	2.73	10.41
HGH 45HA							80	128.8	171.2	28.9															94.54	136.46	2.63	2.68	2.68	3.61	
HGH 55CA	80	13	23.5	100	75	12.5	75	117.7	166.7	27.35	11	12.9	M12x18	17.5	22	29	53	44	23	20	16	120	30	M14x45	114.44	148.33	3.69	2.64	2.64	4.17	15.08
HGH 55HA							95	155.8	204.8	36.4															139.35	196.20	4.88	4.57	4.57	5.49	
HGH 65CA	90	15	31.5	126	76	25	70	144.2	200.2	43.1	14	12.9	M16x20	25	15	15	63	53	26	22	18	150	35	M16x50	163.63	215.33	6.65	4.27	4.27	7.00	21.18
HGH 65HA							120	203.6	259.6	47.8															208.36	303.13	9.38	7.38	7.38	9.82	

Nota : 1 kgf = 9.81 N

# Guías Lineales

## Serie HG

(2) HGL-CA / HGL-HA

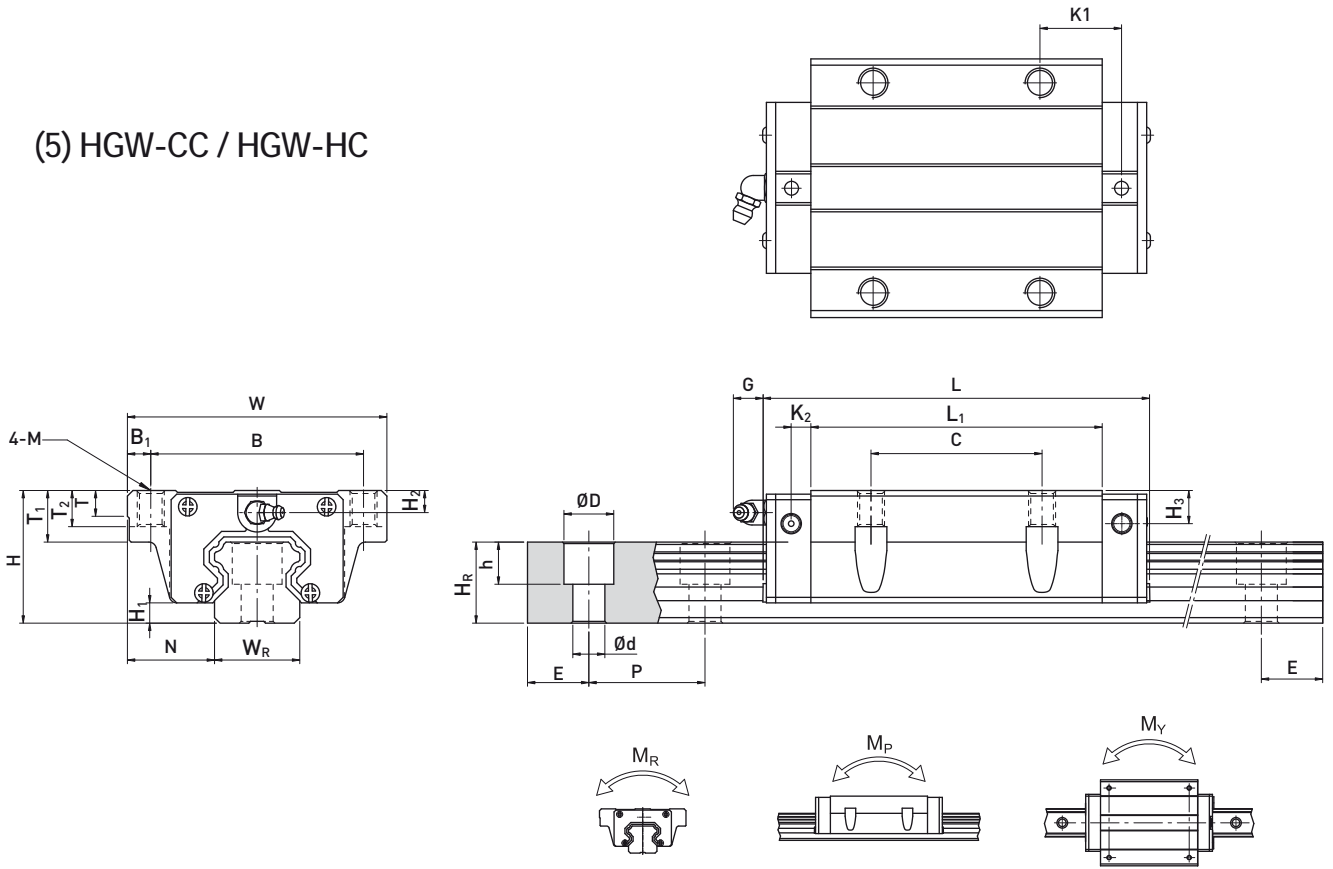


Modelo N°.	Dimensiones (mm)		Dimensiones del Patín (mm)													Dimensiones del Raíl (mm)						Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C <sub>0</sub> (kN)	Capacidad de Carga Estática C <sub>0</sub> (kN)	Máximo Momento Estático			Peso			
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	G	Mxl	T	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	W <sub>R</sub>	H <sub>R</sub>	D	h	d				P	E	M <sub>R</sub>	M <sub>P</sub>	M <sub>Y</sub>	Patín kg	Raíl kg/m
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm				mm	mm	mm	kN-m	kN-m	kN-m	kg
HGL 15CA	24	4.3	9.5	34	26	4	26	39.4	61.4	10	4.85	5.3	M4x4	6	3.95	3.7	15	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	11.38	16.97	0.12	0.10	0.10	0.14	1.45
HGL 25CA	36	5.5	12.5	48	35	6.5	35	58	84	15.7	6	12	M6x6	8	6	5	23	22	11	9	7	60	20	M6x20	26.48	36.49	0.42	0.33	0.33	0.42	3.21
HGL 25HA							50	78.6	104.6	18.5															32.75	49.44	0.56	0.57	0.57	0.57	
HGL 30CA	42	6	16	60	40	10	40	70	97.4	20.25	6	12	M8x10	8.5	6.5	10.8	28	26	14	12	9	80	20	M8x25	38.74	52.19	0.66	0.53	0.53	0.78	4.47
HGL 30HA							60	93	120.4	21.75															47.27	69.16	0.88	0.92	0.92	1.03	
HGL 35CA	48	7.5	18	70	50	10	50	80	112.4	20.6	7	12	M8x12	10.2	9	12.6	34	29	14	12	9	80	20	M8x25	49.52	69.16	1.16	0.81	0.81	1.14	6.30
HGL 35HA							72	105.8	138.2	22.5															60.21	91.63	1.54	1.40	1.40	1.52	
HGL 45CA	60	9.5	20.5	86	60	13	60	97	139.4	23	10	12.9	M10x17	16	8.5	20.5	45	38	20	17	14	105	22.5	M12x35	77.57	102.71	1.98	1.55	1.55	2.08	10.41
HGL 45HA							80	128.8	171.2	28.9															94.54	136.46	2.63	2.68	2.68	2.75	
HGL 55CA	70	13	23.5	100	75	12.5	75	117.7	166.7	27.35	11	12.9	M12x18	17.5	12	19	53	44	23	20	16	120	30	M14x45	114.44	148.33	3.69	2.64	2.64	3.25	15.08
HGL 55HA							95	155.8	204.8	36.4															139.35	196.20	4.88	4.57	4.57	4.27	

Nota : 1 kgf = 9.81 N



(5) HGW-CC / HGW-HC



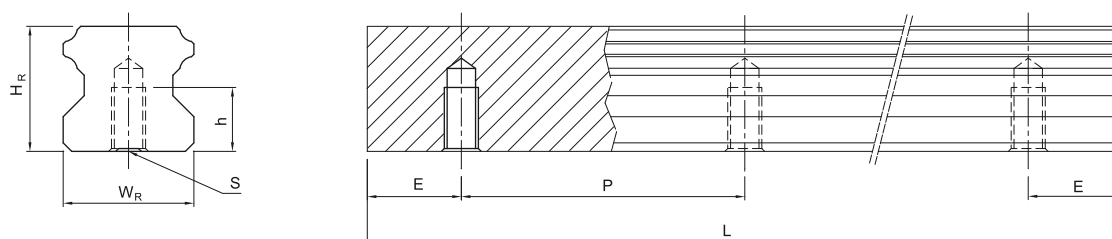
Modelo N°.	Dimensiones (mm)		Dimensiones del Patín (mm)													Dimensiones del Raíl (mm)						Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C(kN)	Capacidad de Carga Estática C <sub>0</sub> (kN)	Máximo Momento Estático			Peso					
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	G	M	T	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	W <sub>R</sub>	H <sub>R</sub>	D				h	d	P	E	M <sub>R</sub>	M <sub>P</sub>	M <sub>Y</sub>	Patin kg	Rail kg/m
HGW 15CC	24	4.3	16	47	38	4.5	30	39.4	61.4	8	4.85	5.3	M5	6	8.9	6.95	3.95	3.7	15	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	11.38	16.97	0.12	0.10	0.10	0.17	1.45
HGW 20CC	30	4.6	21.5	63	53	5	40	50.5	77.5	10.25	6	12	M6	8	10	9.5	6	6	20	17.5	9.5	8.5	6	60	20	M5x16	17.75	27.76	0.27	0.20	0.20	0.40	2.21
HGW 20HC								65.2	92.2	17.6																	21.18	35.90	0.35	0.35	0.35	0.52	
HGW 25CC	36	5.5	23.5	70	57	6.5	45	58	84	11.8	6	12	M8	8	14	10	6	5	23	22	11	9	7	60	20	M6x20	26.48	36.49	0.42	0.33	0.33	0.59	3.21
HGW 25HC								78.6	104.6	22.1																	32.75	49.44	0.56	0.57	0.57	0.80	
HGW 30CC	42	6	31	90	72	9	52	70	97.4	14.25	6	12	M10	8.5	16	10	6.5	10.8	28	26	14	12	9	80	20	M8x25	38.74	52.19	0.66	0.53	0.53	1.09	4.47
HGW 30HC								93	120.4	25.75																	47.27	69.16	0.88	0.92	0.92	1.44	
HGW 35CC	48	7.5	33	100	82	9	62	80	112.4	14.6	7	12	M10	10.1	18	13	9	12.6	34	29	14	12	9	80	20	M8x25	49.52	69.16	1.16	0.81	0.81	1.56	6.30
HGW 35HC								105.8	138.2	27.5																	60.21	91.63	1.54	1.40	1.40	2.06	
HGW 45CC	60	9.5	37.5	120	100	10	80	97	139.4	13	10	12.9	M12	15.1	22	15	8.5	20.5	45	38	20	17	14	105	22.5	M12x35	77.57	102.71	1.98	1.55	1.55	2.79	10.41
HGW 45HC								128.8	171.2	28.9																	94.54	136.46	2.63	2.68	2.68	3.69	
HGW 55CC	70	13	43.5	140	116	12	95	117.7	166.7	17.35	11	12.9	M14	17.5	26.5	17	12	19	53	44	23	20	16	120	30	M14x45	114.44	148.33	3.69	2.64	2.64	4.52	15.08
HGW 55HC								155.8	204.8	36.4																	139.35	196.20	4.88	4.57	4.57	5.96	
HGW 65CC	90	15	53.5	170	142	14	110	144.2	200.2	23.1	14	12.9	M16	25	37.5	23	15	15	63	53	26	22	18	150	35	M16x50	163.63	215.33	6.65	4.27	4.27	9.17	21.18
HGW 65HC								203.6	259.6	52.8																	208.36	303.13	9.38	7.38	7.38	12.89	

Nota : 1 kgf = 9.81 N

## Guías Lineales

### Serie HG

#### (6) Dimensiones del Raíl tipo T (raíl con orificio roscado por debajo)



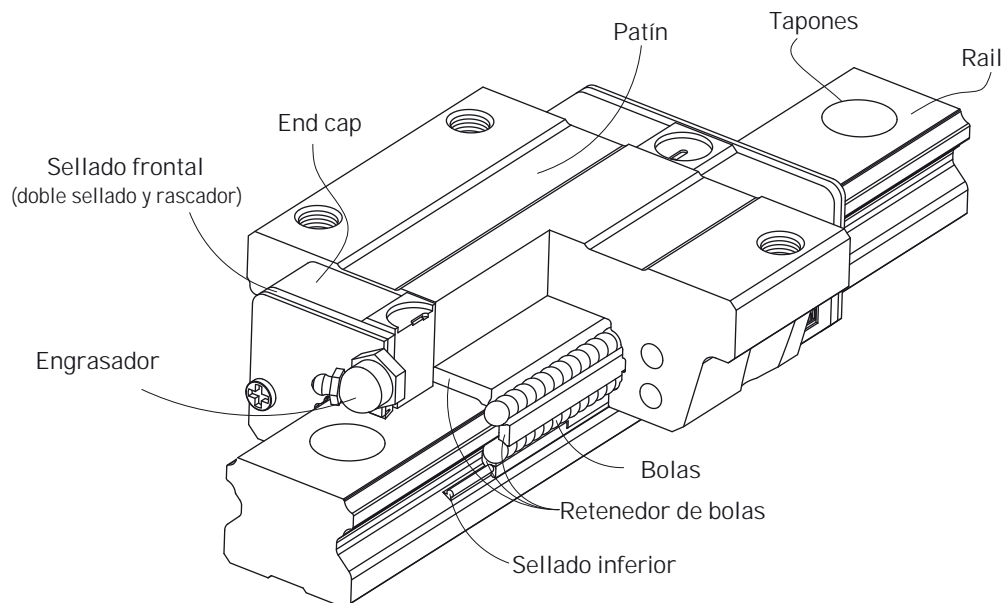
Modelo N°.	Dimensiones del Raíl (mm)						Peso
	$W_R$	$H_R$	S	h	P	E	(kg/m)
HGR15T	15	15	M5 x 0.8P	8	60	20	1.48
HGR20T	20	17.5	M6 x 1P	10	60	20	2.29
HGR25T	23	22	M6 x 1P	12	60	20	3.35
HGR30T	28	26	M8 x 1.25P	15	80	20	4.67
HGR35T	34	29	M8x1.25P	17	80	20	6.51
HGR45T	45	38	M12 x 1.75P	24	105	22.5	10.87
HGR55T	53	44	M14 x 2P	24	120	30	15.67
HGR65T	63	53	M20 x 2.5P	30	150	35	21.73

## 2-2 Serie EG- Serie de Perfil Bajo y Recirculación de Bolas

### 2-2-1 Características de la serie EG

El diseño de la serie EG, ofrece un perfil bajo y más compacto, alta capacidad de carga en las cuatro direcciones y alto grado de rigidez. Capacidad de absorber errores de montaje manteniendo un alto grado de precisión. Adicionalmente, la baja altura del conjunto rail patín, y una longitud menor de patín, hacen a la serie EG más apropiada para aplicaciones que requieran alta velocidad y donde el espacio está limitado. El retenedor está diseñado para mantener las bolas dentro del patín, incluso cuando se quita del rail.

### 2-2-2 Construcción de la Serie EG



- Sistema de recirculación de bolas: patín, rail, end- cap, y retenedor de bolas
- Sistema de lubricación: engrasador, y conexión adaptador
- Sistema de protección anti-polvo: sellado frontal, sellado inferior, tapones, doble sellado y rascadores

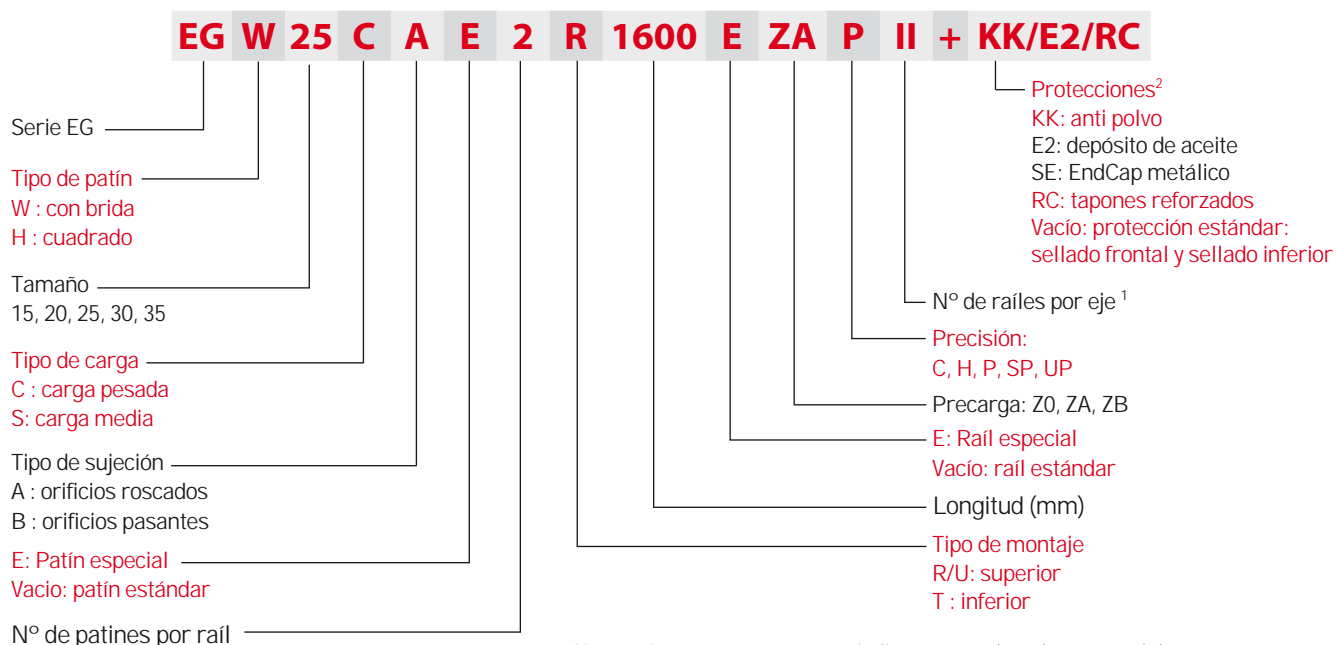
### 2-2-3 Serie EG Modelos

La serie EG puede ser clasificada en tipo No Intercambiable e Intercambiable. Los tamaños son idénticos. La única diferencia entre los dos tipos es que en el tipo intercambiable, tanto las guías y los patines pueden intercambiarse libremente, y su precisión puede alcanzar el grado P. La referencia de la serie EG indica el tamaño, tipo, precisión, precarga, etc.

# Guías Lineales

## Serie EG

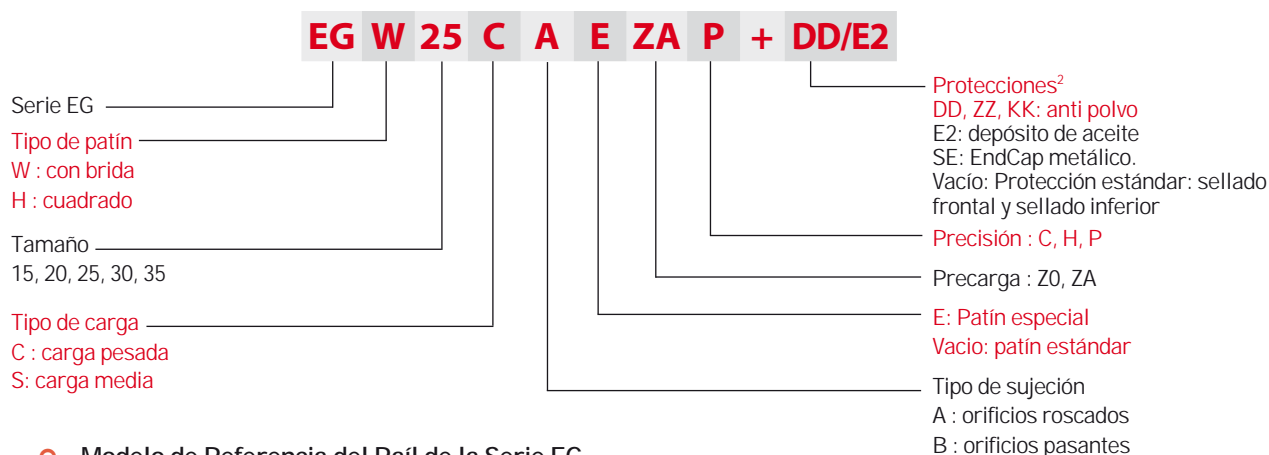
### (1) Tipo No Intercambiable



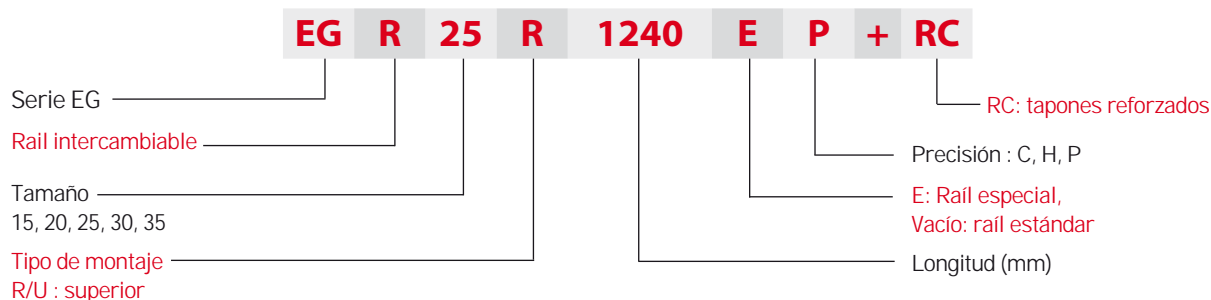
Nota: 1. Los números romanos indican un par de raíles en paralelo.  
 2. Ningún símbolo indica la protección estándar (sellado frontal y sellado inferior).  
 ZZ : Sellado frontal, sellado inferior y rascador  
 KK: Doble sellado frontal, sellado inferior y rascadores.  
 DD: Doble sellado y sellado inferior

### (2) Tipo Intercambiable

#### Modelo de Referencia del Patín de la Serie EG



#### Modelo de Referencia del Raíl de la Serie EG

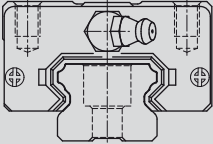
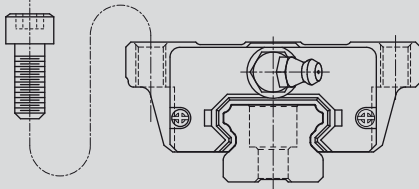
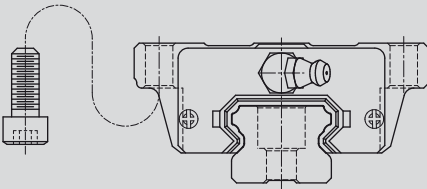


## 2-2-4 Tipos

### (1) Tipo de Patines

HIWIN ofrece dos tipos de patines, cuadrados y los de tipo brida.

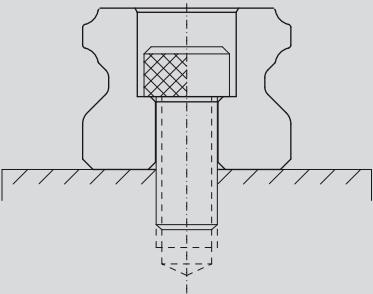
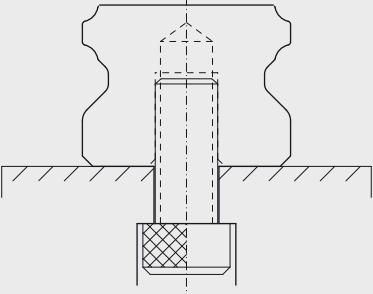
Tabla 2-2-1 Tipos de Patines

Tipo	Modelo	Forma	Altura (mm)	Longitud Rail (mm)	Principales Aplicaciones
Cuadrado	EGH-SA EGH-CA		24	100	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Dispositivos Automáticos</li> <li>○ Automatismos de Alta Velocidad</li> <li>○ Equipos de medición de alta precisión</li> <li>○ Dispositivos de fabricación de semiconductores</li> <li>○ Maquinaria para madera</li> </ul>
			↓	↓	
Brida	EGW-SA EGW-CA		48	4000	
			↓	↓	
Brida	EGW-SB EGW-CB		24	100	
			↓	↓	
			48	4000	

### (2) Tipo de raíles

Aparte del raíl estándar, HIWIN también ofrece la opción del raíl con orificio roscado por debajo.

Tabla 2-2-2 Tipos de Raíles

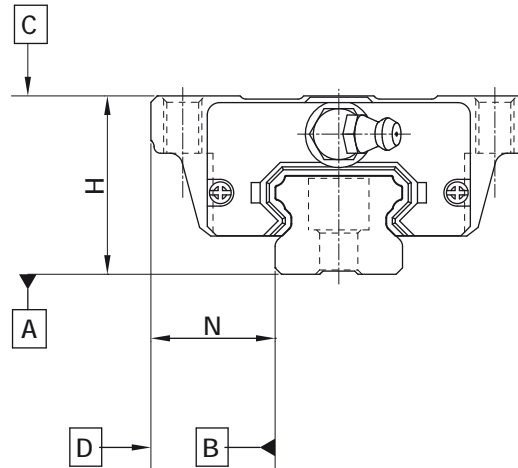
Raíl con orificio de sujeción por arriba	Raíl con orificio de sujeción por debajo
	

# Guías Lineales

## Serie EG

### 2-2-5 Grados de Precisión

Los grados de precisión de la serie EG pueden ser clasificados en normal (C), alta (H), precisión (P), súper precisión (SP) y ultra precisión (UP). Seleccione el grado de precisión, de acuerdo a al requerimiento de la aplicación.



#### (1) Grado de Precisión de las Guías No Intercambiables

Table 2-2-3 Grados de Precisión

Unidad: mm

Item	EG - 15, 20				
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)	Súper Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.03	0 - 0.03	0 - 0.015	0 - 0.008
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.03	0 - 0.03	0 - 0.015	0 - 0.008
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.01	0.006	0.004	0.003
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.02	0.01	0.006	0.004	0.003
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-2-7				
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-2-7				

Table 2-2-4 Grados de Precisión

Unidad: mm

Item	EG - 25, 30, 35				
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)	Súper Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.04	0 - 0.04	0 - 0.02	0 - 0.01
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.04	0 - 0.04	0 - 0.02	0 - 0.01
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.015	0.007	0.005	0.003
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.015	0.007	0.005	0.003
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-2-7				
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-2-7				

## (2) Grado de Precisión de las Guías Intercambiables

**Tabla 2-2-5 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	EG - 15, 20		
Grados de Precisión	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.03	± 0.015
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.03	± 0.015
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.01	0.006
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.02	0.01	0.006
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-2-7		
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-2-7		

**Tabla 2-2-6 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	EG - 25, 30, 35		
Grados de Precisión	Normal (C)	High (H)	Precision (P)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.04	± 0.02
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.04	± 0.02
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.015	0.007
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.015	0.007
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-2-7		
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-2-7		

## (3) Precisión de Paralelismo

**Tabla 2-2-7 Precisión de Paralelismo**

Longitud de Raíl (mm)	Precisión (µm)					
	C	H	P	SP	UP	
~ 100	12	7	3	2	2	
100 ~ 200	14	9	4	2	2	
200 ~ 300	15	10	5	3	2	
300 ~ 500	17	12	6	3	2	
500 ~ 700	20	13	7	4	2	
700 ~ 900	22	15	8	5	3	
900 ~ 1,100	24	16	9	6	3	
1,100 ~ 1,500	26	18	11	7	4	
1,500 ~ 1,900	28	20	13	8	4	
1,900 ~ 2,500	31	22	15	10	5	
2,500 ~ 3,100	33	25	18	11	6	
3,100 ~ 3,600	36	27	20	14	7	
3,600 ~ 4,000	37	28	21	15	7	

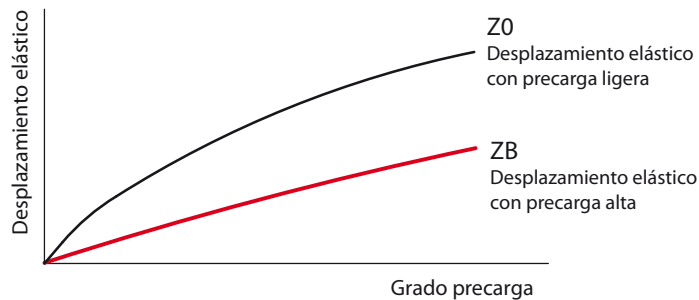
# Guías Lineales

## Serie EG

### 2-2-6 Precarga

#### (1) Definición

La precarga es una carga que actúa en el interior del patín sobre los elementos de rodadura, para eliminar el juego y aumentar la rigidez del patín, pero manteniendo la precisión. Para ello se utilizan bolas sobredimensionadas. El gráfico muestra la carga que es multiplicada por la precarga, la rigidez es el doble, y la desviación se reduce al 50%. Se recomiendan precargas no superiores a ZA para patines cuyo tamaño sea inferior a 20 para evitar que demasiada precarga afecte a la vida útil de la guía lineal.



#### (2) Grados de Precarga

HIWIN ofrece tres grados de precarga estándar, para diferentes aplicaciones y condiciones.

Tabla 2-2-8 Grados de Precarga

Grado	Código	Precarga	Condición
Precarga Ligera	Z0	0- 0.02C	Ciertas direcciones de carga, requerimientos de precisión baja
Precarga Media	ZA	0.03C~0.05C	Cargas bajas y alto grado de precisión
Precarga Alta	ZB	0.06C~ 0.08C	Alta rigidez, aplicaciones con impactos y vibraciones

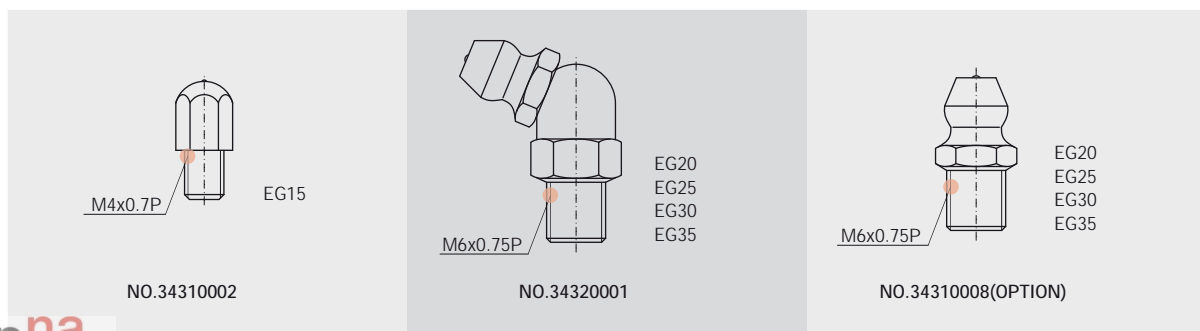
Grado	Intercambiable	No Intercambiable
Precarga	Z0, ZA	Z0, ZA, ZB

Nota: la letra "C" en la columna de la precarga hace referencia a la capacidad de carga dinámica.

### 2-2-7 Lubricación

#### (1) Grasa

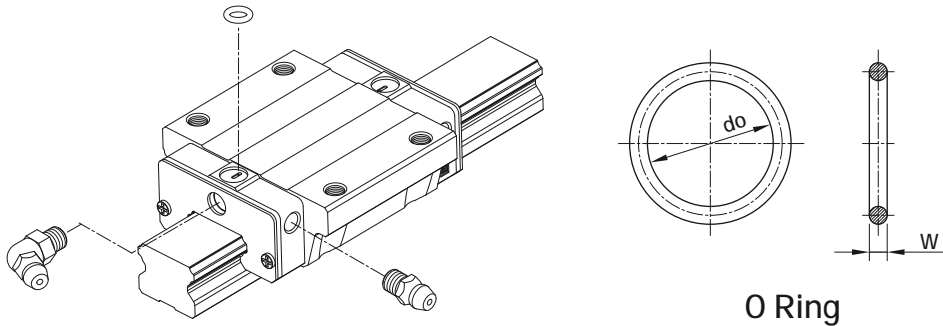
##### ○ Engrasador





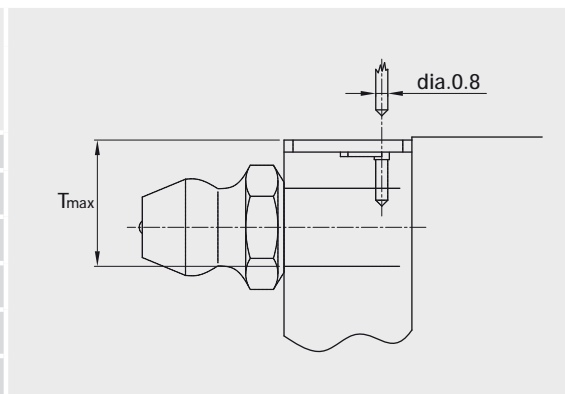
### ○ Posiciones de Montaje del Engrasador

La posición estándar de montaje para el engrasador es a ambos extremos del patín, pero el engrasador puede ser montado también a los lados. Para el montaje lateral, recomendamos que el engrasador se monte en la cara de No Referencia del patín.



**Tabla 2-2-9 Dimensión del "O-Ring" y Profundidad máxima de Perforación**

Tamaño	O-Ring		Orificio de lubricación en la parte superior: mprofundidad máx. de perforación $T_{max}$
	do	W	
	(mm)	(mm)	(mm)
EG 15	2.5 ± 0.15	1.5 ± 0.15	6.9
EG 20	4.5 ± 0.15	1.5 ± 0.15	8.4
EG 25	4.5 ± 0.15	1.5 ± 0.15	10.4
EG 30	4.5 ± 0.15	1.5 ± 0.15	10.4
EG 35	4.5 ± 0.15	1.5 ± 0.15	10.8



### ○ Cantidad de Grasa por Patín

**Tabla 2-2-10 Cantidad de Grasa por Patín**

Tamaño	Cargas Pesadas (cm <sup>3</sup> )	Cargas Muy Pesadas (cm <sup>3</sup> )
EG 15	0.8	1.4
EG 20	1.5	2.4
EG 25	2.8	4.6
EG 30	3.7	6.3
EG 35	5.6	6.6

### ○ Frecuencia de Reposición

Compruebe la grasa cada 100km o cada 3-6 meses.

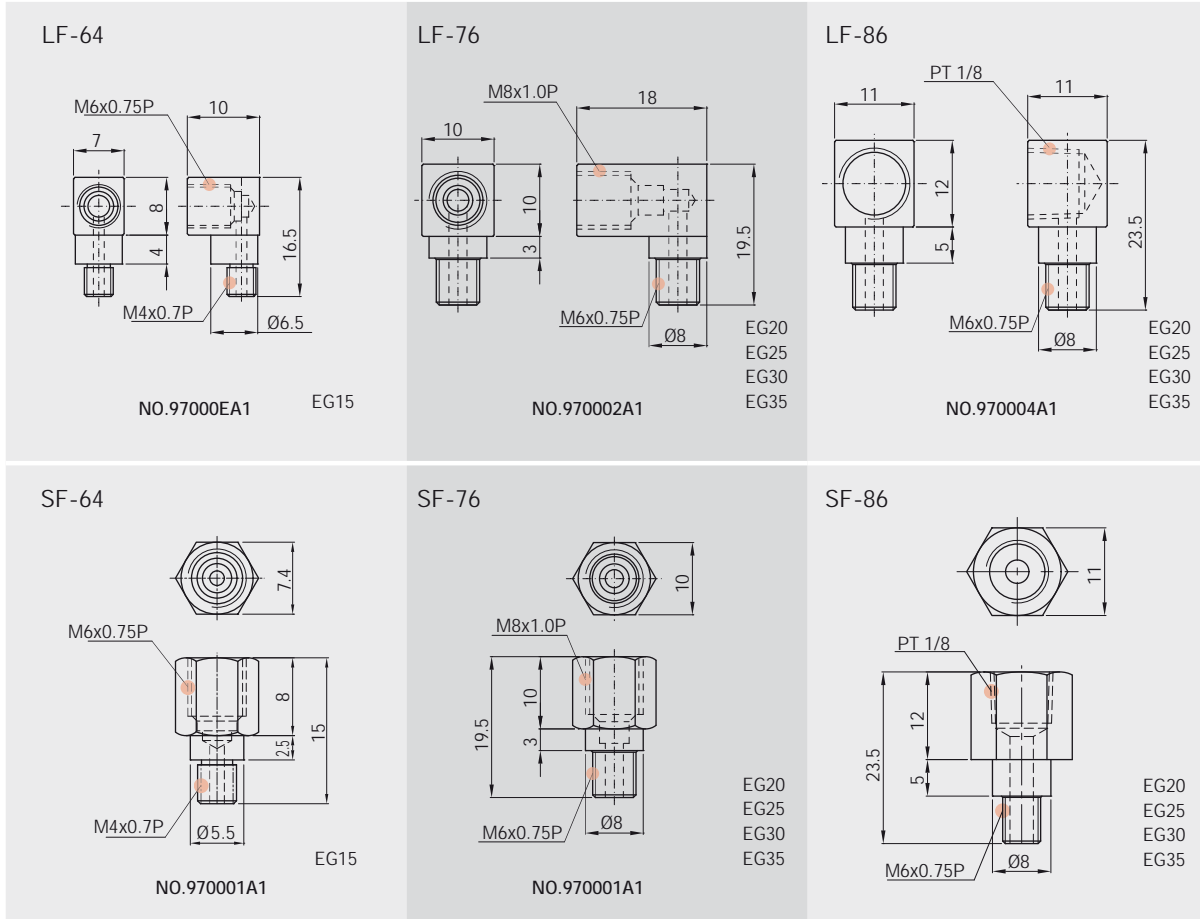
# Guías Lineales

## Serie EG

### (2) Aceite

La viscosidad recomendada del aceite está entre 30~150 cSt.

#### Adaptadores Especiales para Lubricación por Aceite



#### Frecuencia de Reposición de Aceite

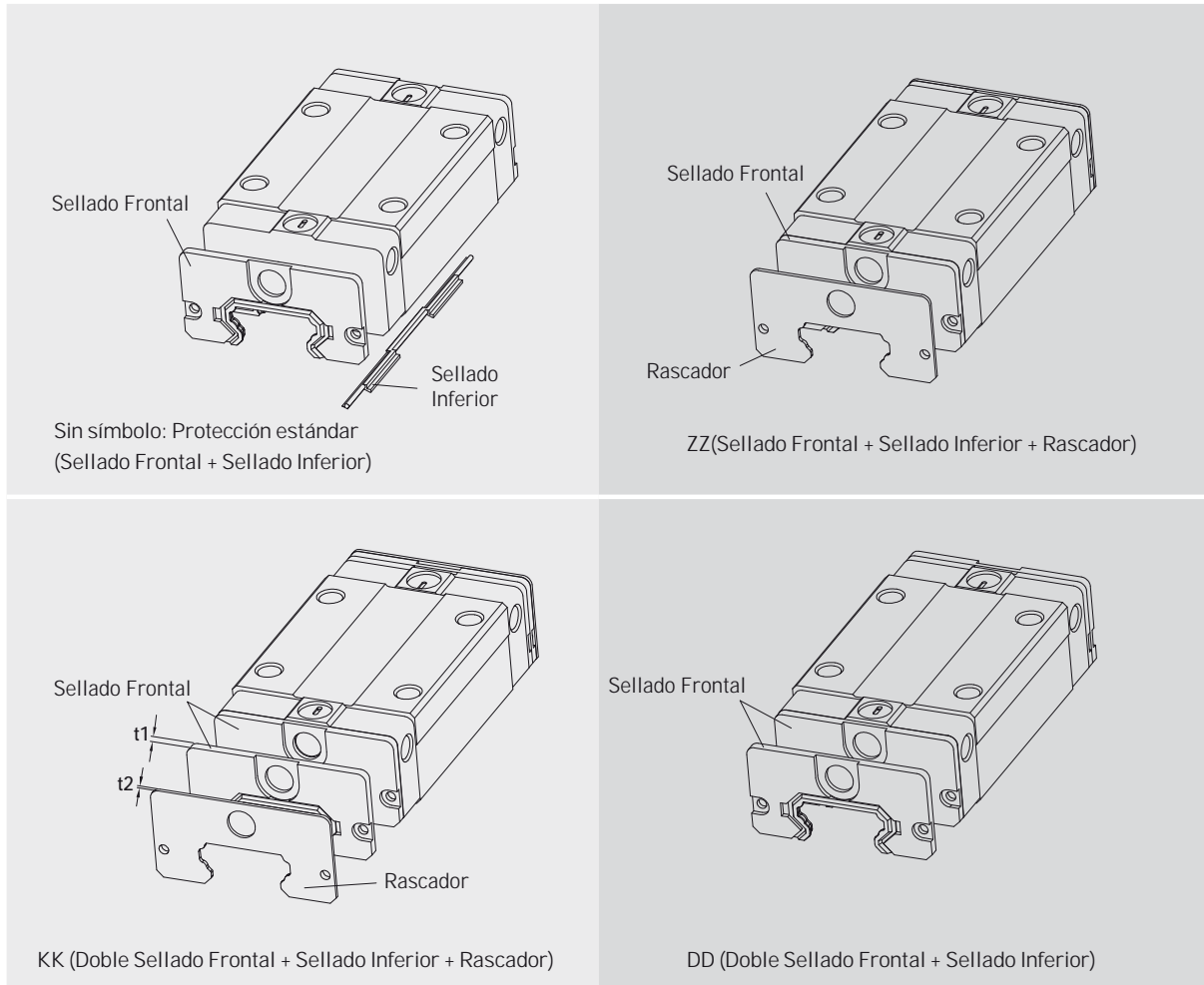
Tabla 2-2-11 Frecuencia de Reposición de Aceite

Tamaño	Cantidad y Frecuencia (cm <sup>3</sup> /hr)
EG 15	0.1
EG 20	0.133
EG 25	0.167
EG 30	0.2
EG 35	0.233

## 2-2-8 Protección Contra el Polvo

### (1) Código de Accesorios

Si necesita alguno de los siguientes accesorios, por favor, añada la referencia al modelo de patín:



### (2) Sellado Frontal y Sellado Inferior

Para prevenir la reducción de la vida útil causada por las virutas de hierro o el polvo que entra en los patines.

### (3) Doble Sellado

Mejora la estanqueidad del patín, evitando que penetre en él cualquier tipo de partícula extraña al sistema.

Tabla 2-2-12 Dimensiones del Sellado Frontal

Tamaño	Grosor (t1) (mm)
EG 15	2
EG 20	2
EG 25	2
EG 30	2
EG 35	2

## Guías Lineales

### Serie EG

#### (4) Rascador

El rascador remueve virutas de hierro de alta temperatura y partículas de gran tamaño.

**Tabla 2-2-13 Dimensiones del Rascador**

Tamaño	Grosor (t2) (mm)
EG 15	0.8
EG 20	0.8
EG 25	1
EG 30	1
EG 35	1.5

#### (5) Tapones para Railes

Los tapones son utilizados para cubrir los orificios de fijación de las guías, para evitar que se recojan virutas u otras partículas en los orificios. Los tapones se envían con cada raíl.



**Tabla 2-2-14 Dimensiones de los Tapones**

Tamaño raíl	Tamaño del tornillo	Diámetro(D) (mm)	Grosor(H) (mm)
EGR15R	M3	6.15	1.2
EGR20R	M5	9.65	2.2
EGR25R	M6	11.20	2.5
EGR30R	M6	11.20	2.5
EGR35R	M8	14.25	3.3
EGR15U	M4	7.65	1.1
EGR30U	M8	14.25	3.3

## 2-2-9 Fricción

El valor máximo de fricción por cada sellado se muestra en la siguiente tabla:

**Tabla 2-2-15 Resistencia del Sellado**

Tamaño	Resistencia N (kgf)
EG15	0.98 (0.1)
EG20	0.98 (0.1)
EG25	0.98 (0.1)
EG30	1.47 (0.15)
EG35	1.96 (0.2)

Nota: 1kgf=9.81N

## 2-2-10 Tolerancias Admisibles de las Superficies de Montaje

### (1) Tolerancia Admisible de las superficies de Montaje

Debido al diseño de arco circular, la serie EG puede compensar algunos errores y defectos de precisión de las superficies de montaje, manteniendo un movimiento lineal suave.

Mientras que sean aplicados los requerimientos de precisión para el montaje, se puede obtener alto grado de precisión y rigidez sin dificultad. Para satisfacer las necesidades de una fácil y rápida instalación, HIWIN ofrece un tipo de precarga normal, debido a su gran capacidad de absorción de las desviaciones provocadas por la insuficiente precisión de las superficies de montaje.

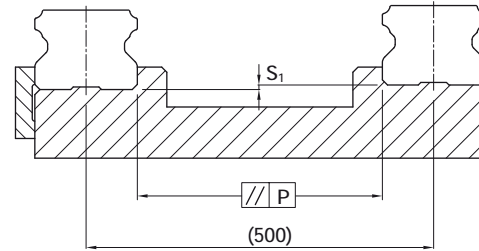


Tabla 2-2-16 Máxima Tolerancia de Paralelismo (P)

Unidad:  $\mu\text{m}$

Tamaño	Grados de Precarga		
	Z0	ZA	ZB
EG15	25	18	-
EG20	25	20	18
EG25	30	22	20
EG30	40	30	27
EG35	50	35	30

Tabla 2-2-17 Tolerancia Máxima de Referencia de Altura de Superficies (S<sub>1</sub>)

Unidad:  $\mu\text{m}$

Tamaño	Grados de Precarga		
	Z0	ZA	ZB
EG15	130	85	-
EG20	130	85	50
EG25	130	85	70
EG30	170	110	90
EG35	210	150	120

# Guías Lineales

## Serie EG

### 2-2-11 Precauciones de Instalación

El montaje de las guías lineales deberá efectuarse muy meticulosamente, en especial, en máquinas de alta precisión. En estos casos deberán tenerse en cuenta, los puntos que se citan a continuación:

**Radios de Acuerdo:** las superficies de referencia no tienen suficiente contacto con los radios de acuerdo de la superficie de montaje ya que son mayores que los chaflanes, tanto en guías como en patines. Por ello los radios de acuerdo siempre deben seguir las prescripciones de las guías correspondientes.

**Perpendicularidad de las caras de Referencia:** cuando las caras de referencia de la superficie de montaje no poseen un ángulo recto para las superficies de referencia de los raíles y patines, ambas superficies no tienen una unión positiva después del montaje. Por ello deberán evitarse desviaciones del ángulo recto.

**Dimensiones de las Caras de Referencia:** en la configuración de las caras de referencia habrá que planificar meticulosamente su altura y su espesor. Una cara de referencia demasiado alta puede llegar a tocar el bloque. Por el contrario, a falta de altura de las caras de referencias, las superficies correspondientes del bloque y de los raíles no podrán ser unidas positivamente como lo necesitan.

**Tolerancias de medidas entre caras de referencia y el punto de Fijación:** en una desviación demasiado grande de la medida entre las superficies de referencia del raíl y el patín así como también del punto de sujeción, las caras de referencia no tienen unión positiva.

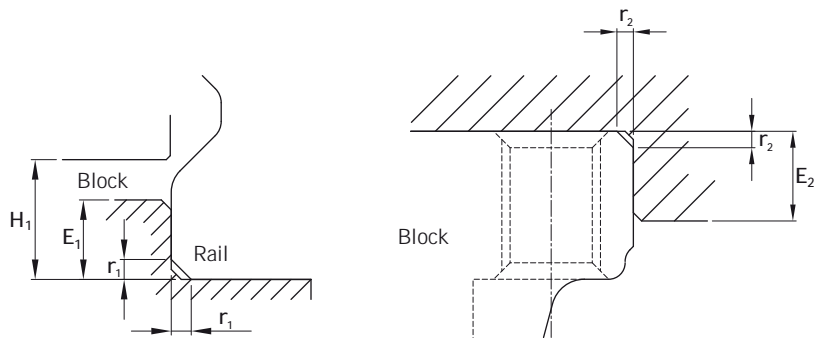


Tabla 2-2-18 Radios de Acuerdo y Uniones

Unidad: mm

Tamaño	Máx. radio de uniones $r_1$ (mm)	Máx. radio en uniones $r_2$ (mm)	perpendicularidad de las caras de referencia $E_1$ (mm)	perpendicularidad de las caras de referencia $E_2$ (mm)	holgura bajo el patín $H_1$ (mm)
EG15	0.5	0.5	2.7	5.0	4.5
EG20	0.5	0.5	5.0	7.0	6.0
EG25	1.0	1.0	5.0	7.5	7.0
EG30	1.0	1.0	7.0	7.0	10.0
EG35	1.0	1.0	7.5	9.5	11.0

### (2) Par de Apriete

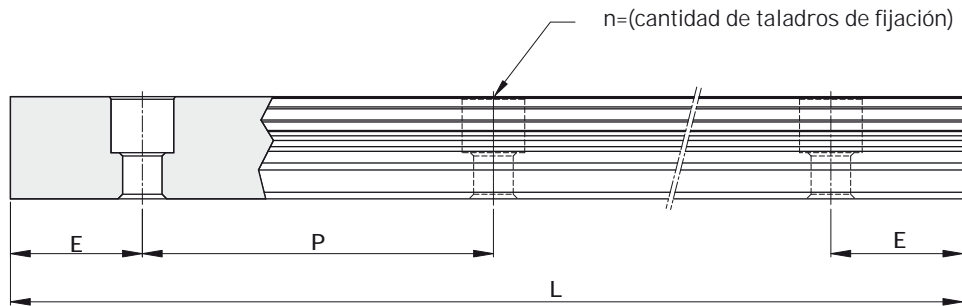
Un par de apriete inapropiado puede influir muy negativamente en la precisión de las guías lineales. El par de apriete correspondiente a cada tamaño se muestra a continuación:

Tabla 2-2-19 Par de Apriete

Tamaño	Tamaño del tornillo	Torque N-cm(kgf-cm)		
		Acero	Fundición	Aluminio
EG 15	M3×0.5P×16L	186(19)	127(13)	98(10)
EG 20	M5×0.8P×16L	883(90)	588(60)	441(50)
EG 25	M6×1P×20L	1373(140)	921(100)	686(70)
EG 30	M6×1P×25L	1373(140)	921(100)	686(70)
EG 35	M8×1.25P×25L	3041(310)	2010(250)	1470(150)

## 2-2-12 Longitud Estándar y Máxima de Raíl

HIWIN ofrece medidas estándar de raíles y también medidas acordes a las necesidades de cada cliente. En este último caso, el valor de la cota E no debería ser mayor a la mitad del paso (P). Esto evitaría un final de raíl inestable.



$$L = (n - 1) \times P + 2 \times E \quad \dots \dots \dots \text{Ec.2.2}$$

- L : Longitud total (mm)
- n : Cantidad de taladros de fijación
- P : Distancia de centro a centro de dos taladros consecutivos (mm)
- E : Distancia entre el centro del último taladro hasta el corte (mm)

Tabla 2-2-20 Raíl Longitud Máxima y Estándar

Unidad: mm

Item	EGR15	EGR20	EGR25	EGR30	EGR35
Longitud estándar L(n)	160 (3)	220 (4)	220 (4)	280 (4)	280 (4)
	220 (4)	280 (5)	280 (5)	440 (6)	440 (6)
	280 (5)	340 (6)	340 (6)	600 (8)	600 (8)
	340 (6)	460 (8)	460 (8)	760 (10)	760 (10)
	460 (8)	640 (11)	640 (11)	1,000 (13)	1,000 (13)
	640 (11)	820 (14)	820 (14)	1,640 (21)	1,640 (21)
	820 (14)	1,000 (17)	1,000 (17)	2,040 (26)	2,040 (26)
		1,240 (21)	1,240 (21)	2,520 (32)	2,520 (32)
	1,600 (27)	1,600 (27)	3,000 (38)	3,000 (38)	
Paso (P)	60	60	60	80	80
Distancia al centro del último taladro (E <sub>s</sub> )	20	20	20	20	20
Longitud máxima estándar	1960 (33)	4,000 (67)	4,000 (67)	3,960 (50)	3,960 (50)
Longitud máxima	2000	4,000	4,000	4,000	4,000

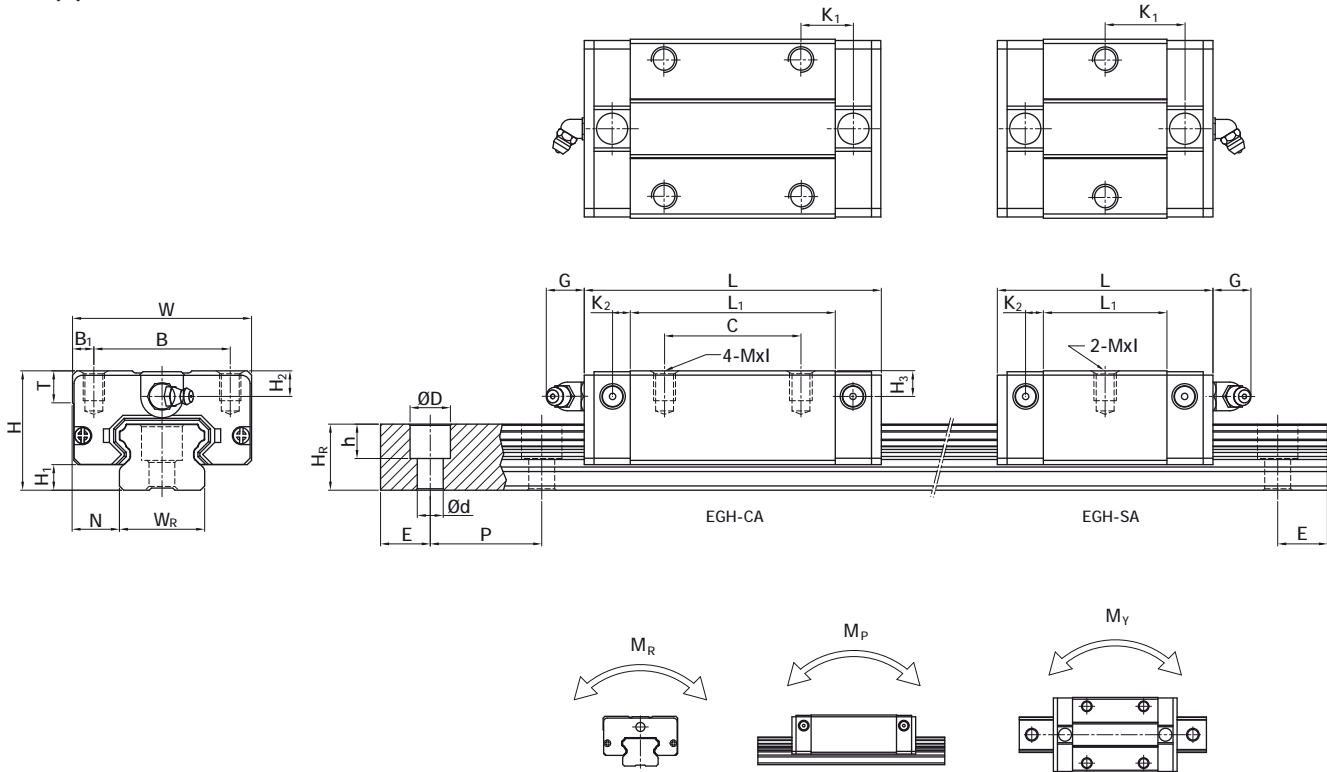
- Nota :
1. La tolerancia de corte E para raíl estándar es de 0.5--0.5mm. Y la tolerancia de corte E para raíles de unión es de 0--0.3 mm.
  2. Longitud máxima estándar significa, longitud máxima total con igual valor E en los dos extremos.
  3. Si necesita un valor E diferente, por favor consulte con su proveedor GAES.

# Guías Lineales

## Serie EG

### 2-2-13 Dimensiones de la Serie EG de HIWIN

#### (1) EGH-SA / EGH-CA

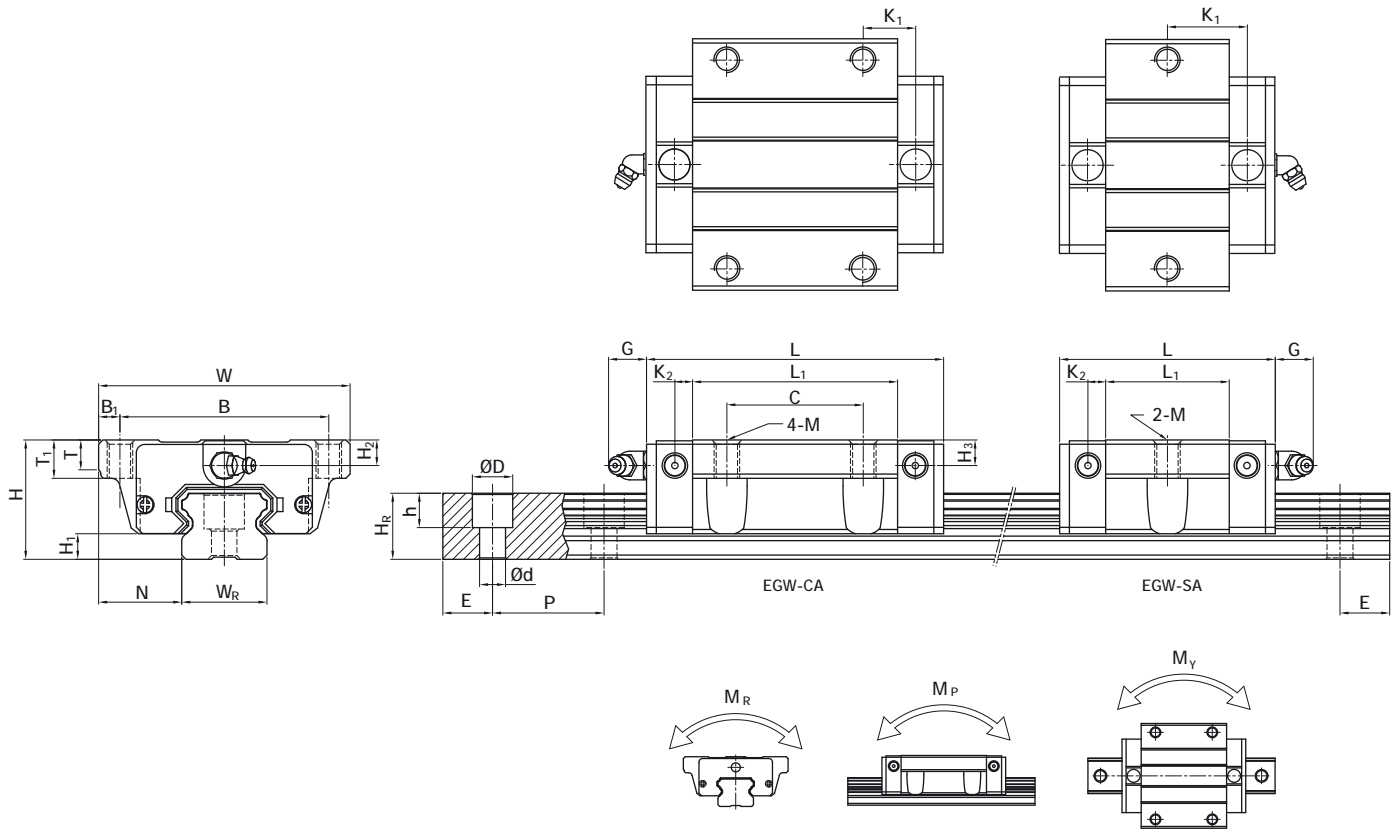


Modelo N°.	Dimensiones (mm)						Dimensiones del Patín (mm)										Dimensiones del Rail (mm)					Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C(kN)	Capacidad de Carga Estática Co (kN)	Máximo Momento Estático			Peso					
	H	H1	N	W	B	B1	C	L1	L	K1	K2	G	MxL	T	H2	H3	Wr	Hr	D	h	d				P	E	MR	MP	MY	Patín	Rail		
																												kg	kg/m				
EGH15SA	24	4.5	9.5	34	26	4	-	23.1	40.1	14.8	3.5	5.7	M4x6	6	5.5	6	15	12.5	6	4.5	3.5	60	20	M3x16	5.35	9.40	0.08	0.04	0.04	0.09	1.25		
EGH15CA							26	39.8	56.8	10.15																7.83	16.19	0.13	0.10	0.10	0.15		
EGH20SA	28	6	11	42	32	5	-	29	50	18.75	4.15	12	M5x7	7.5	6	6	20	15.5	9.5	8.5	6	60	20	M5x16	7.23	12.74	0.13	0.06	0.06	0.15	2.08		
EGH20CA							32	48.1	69.1	12.3																	10.31	21.13	0.22	0.16	0.16	0.24	
EGH25SA	33	7	12.5	48	35	6.5	-	35.5	59.1	21.9	4.55	12	M6x9	8	8	8	23	18	11	9	7	60	20	M6x20	11.40	19.50	0.23	0.12	0.12	0.25	2.67		
EGH25CA							35	59	82.6	16.15																	16.27	32.40	0.38	0.32	0.32	0.41	
EGH30SA	42	10	16	60	40	10	-	41.5	69.5	26.75	6	12	M8x12	9	8	9	28	23	11	9	7	80	20	M6x25	16.42	28.10	0.40	0.21	0.21	0.45	4.35		
EGH30CA							40	70.1	98.1	21.05																	23.70	47.46	0.68	0.55	0.55	0.76	
EGH35SA	48	11	18	70	50	10	-	45	75	28.5	7	12	M8x12	10	8.5	8.5	34	27.5	14	12	9	80	20	M8x25	22.66	37.38	0.56	0.31	0.31	0.66	6.14		
EGH35CA							50	78	108	20																	33.35	64.84	0.98	0.69	0.69	1.13	

Nota : 1 kgf = 9.81 N



(2) EGW-SA / EGW-CA



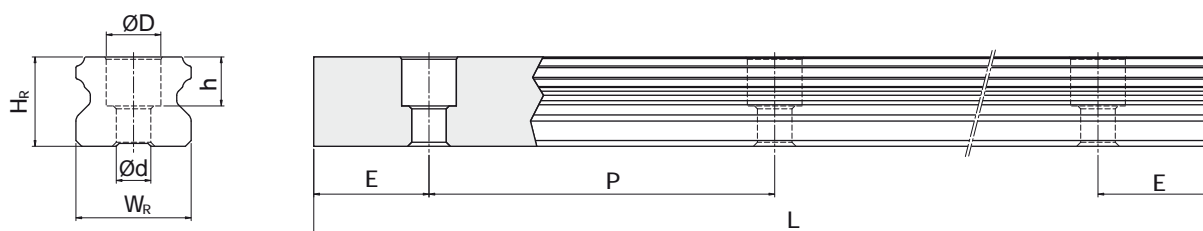
Modelo Nº.	Dimensiones (mm)		Dimensiones del Patin (mm)													Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	Capacidad de Carga Estática C <sub>0</sub> (kN)	Máximo Momento Estático			Peso																	
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	G	M	T	T <sub>1</sub>				H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	W <sub>R</sub>	H <sub>R</sub>	D	h	d	P	E	M <sub>R</sub>	M <sub>P</sub>	M <sub>Y</sub>	Patin	Rail							
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)				(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)					
EGW 15SA	24	4.5	18.5	52	41	5.5	-	23.1	40.1	14.8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	5.35	9.40	0.08	0.04	0.04	0.12	1.25
EGW 15CA							26	39.8	56.8	10.15	3.5	5.7	M5	5	7	5.5	6	15	12.5	6	4.5	3.5	60	20	M3x16							7.83	16.19	0.13	0.10	0.10	0.21		
EGW 20SA	28	6	19.5	59	49	5	-	29	50	18.75	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	7.23	12.74	0.13	0.06	0.06	0.19	2.08		
EGW 20CA							32	48.1	69.1	12.3	4.15	12	M6	7	9	6	6	20	15.5	9.5	8.5	6	60	20	M5x16							10.31	21.13	0.22	0.16	0.16	0.32		
EGW 25SA	33	7	25	73	60	6.5	-	35.5	59.1	21.9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	11.40	19.50	0.23	0.12	0.12	0.35	2.67			
EGW 25CA							35	59	82.6	16.15	4.55	12	M8	7.5	10	8	8	23	18	11	9	7	60	20	M6x20							16.27	32.40	0.38	0.32	0.32	0.59		
EGW 30SA	42	10	31	90	72	9	-	41.5	69.5	26.75	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	16.42	28.10	0.40	0.21	0.21	0.62	4.35				
EGW 30CA							40	70.1	98.1	21.05	6	12	M10	7	10	8	9	28	23	11	9	7	80	20	M6x25							23.70	47.46	0.68	0.55	0.55	1.04		
EGW35SA	48	11	33	100	82	9	-	45	75	28.5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	22.66	37.38	0.56	0.31	0.31	0.84	6.14					
EGW35CA							50	78	108	20	7	12	M10	10	13	8.5	8.5	34	27.5	14	12	9	80	20	M8x25							33.35	64.84	0.98	0.69	0.69	1.45		

Nota : 1 kgf = 9.81 N

## Guías Lineales

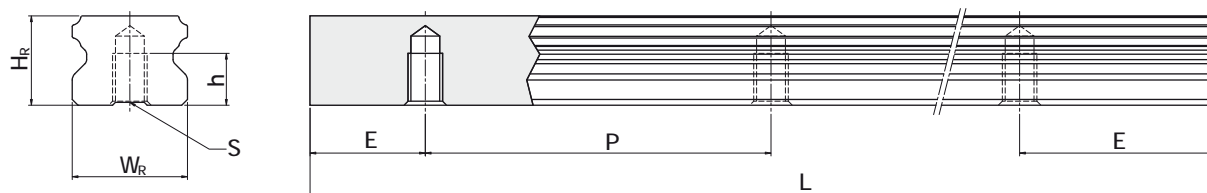
### Serie EG

#### (4) Dimensiones Raíl EGR-U (raíl con orificios de fijación más grandes)



Modelo N°.	Tornillo de Montaje (mm)	Dimensiones del Raíl (mm)							Peso Raíl (kg/m)
		W <sub>R</sub>	H <sub>R</sub>	D	h	d	P	E	
EGR15U	M4x16	15	12.5	7.5	5.3	4.5	60	20	1.23
EGR30U	M8x25	28	23	14	12	9	80	20	4.23

#### (5) Dimensiones del Raíl tipo T (raíl con orificio roscado por debajo)



Modelo N°.	Dimensiones Raíl (mm)						Peso (kg/m)
	W <sub>R</sub>	H <sub>R</sub>	S	h	P	E	
EGR15T	15	12.5	M5 x 0.8P	7	60	20	1.26
EGR20T	20	15.5	M6 x 1P	9	60	20	2.15
EGR25T	23	18	M6 x 1P	10	60	20	2.79
EGR30T	28	23	M8 x 1.25P	14	80	20	4.42
EGR35T	34	27.5	M8 x 1.25P	17	80	20	6.34

# Guías Lineales

## Serie QH

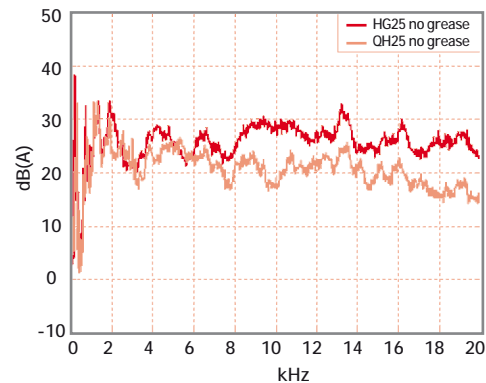
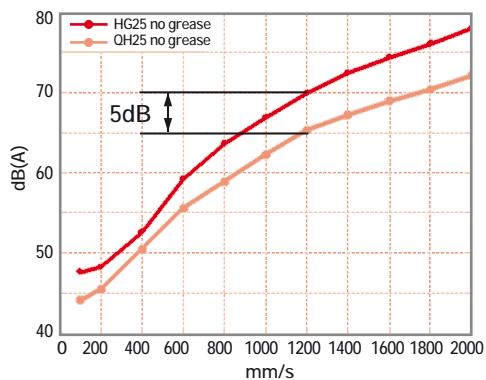
### 2-3 Serie QH- Con Jaula de Bolas y Tecnología SynchMotion™

El desarrollo de la serie QH de HIWIN está basado en el diseño arco circular de cuatro hileras de bolas. La serie QH ofrece movimiento suave y una lubricación óptima. Por lo tanto, la serie QH tiene una amplia aplicación industrial, en la industria de alta tecnología, donde alta velocidad y bajo nivel de ruido son los requerimientos. La serie QH es intercambiable con la serie HG.

#### 2-3-1 Características

##### (1) Bajo Nivel de Ruido

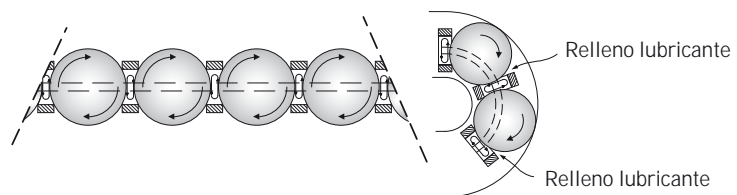
Con la tecnología SynchMotion™ se interponen las particiones de la jaula a los elementos rodantes. De esta manera, se elimina el contacto entre los elementos rodantes, mejorando la recirculación y disminuyendo el nivel de ruido.



##### (2) Diseño Auto lubricante

La parte de la jaula que se encuentra entre dos elementos rodantes, tiene una estructura de anillo hueco que facilita la circulación y depósito de lubricante. Al almacenar lubricante dentro del anillo, la frecuencia de reposición disminuye.

La serie QH se comercializa pre lubricada. Tests de rendimiento, a 0.2C (capacidad de carga dinámica) muestran que después de haber recorrido 4.000km no se encontraron daños reseñables tanto en los elementos rodantes como en los caminos de rodadura de la guía.



# Guías Lineales

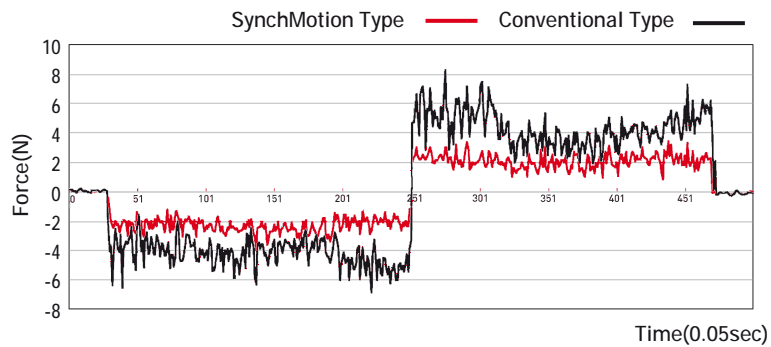
## Serie QH

Tabla 2-3-1 Test de Carga

Prueba	QHH25CAZAH	Test de Carga
Velocidad	24m/min	 <p>Carga=5,000N después de 4,000km</p>
Lubricante	grasa de litio con base de aceite mineral (lubricación inicial)	
Carga	5kN	
Distancia Recorrida	4,000km	

### (3) Movimiento Suave

En las guías lineales estándar, las bolas recirculan empujándose unas a otras por los caminos de rodadura. El contacto entre elementos rodantes genera fricción. En el caso de la serie QH con la tecnología SynchMotion™, las bolas no se tocan unas a otras. Gracias al plástico especial que las separa se forma muy poco calor de fricción permitiendo velocidades mayores y una vida útil más larga.



### (4) Alta Velocidad

La serie QH de HIWIN ofrece un excelente rendimiento a alta velocidad debido a la estructura de la jaula de bolas.

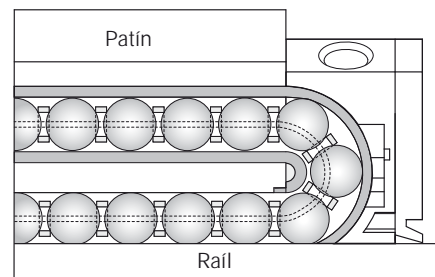
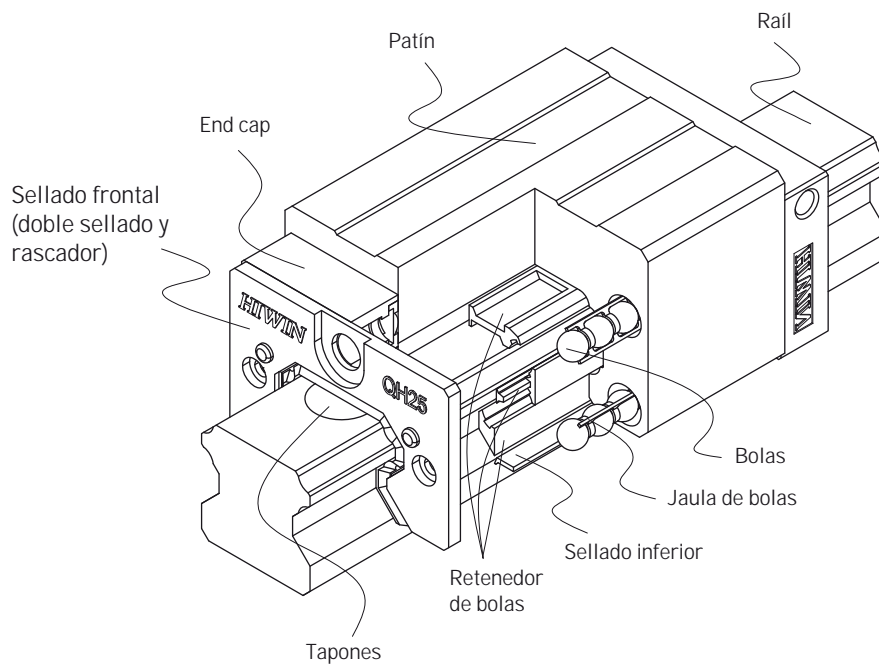


Table 2-3-2

Test	QHW25CAZAH	Prueba de velocidad
Velocidad	130m/min	 <p>Prueba de velocidad V=130m/min después de 9,500km</p>
Lubricante	grasa de litio con base de aceite mineral (lubricación inicial)	
Distancia recorrida	9,500km	

### 2-3-2 Construcción de la Serie QH



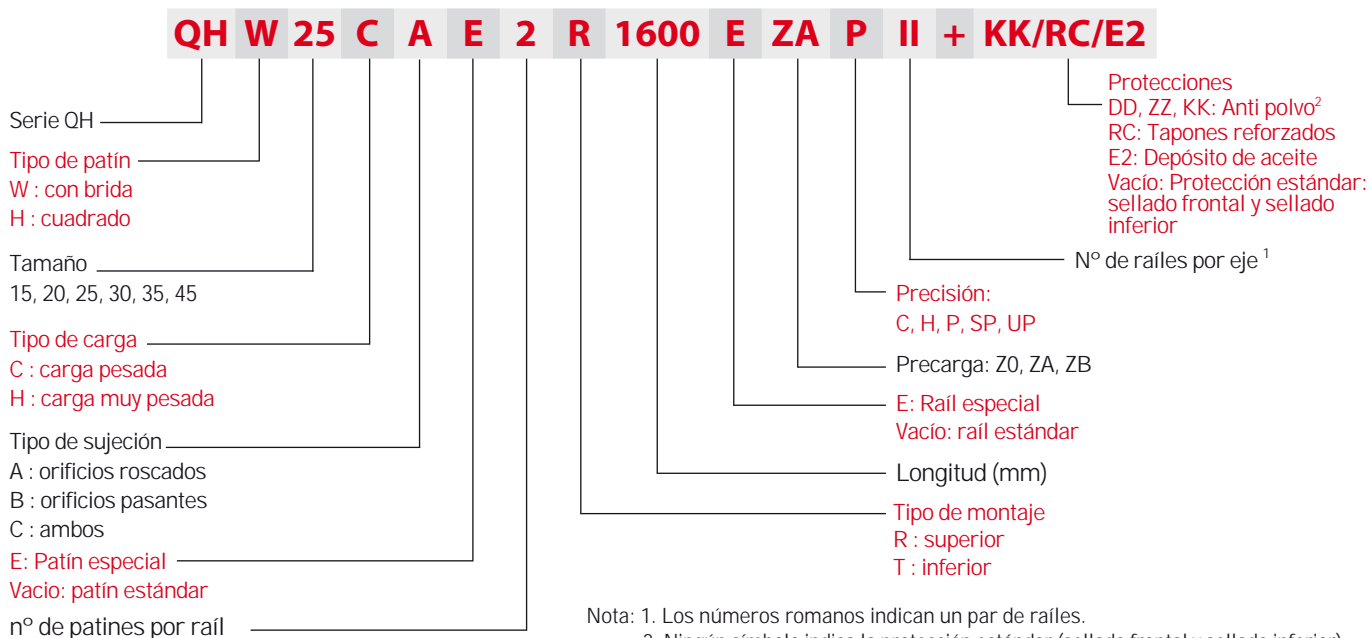
### 2-3-3 Serie QH Modelos

La serie QH puede ser clasificada en tipo No Intercambiable e Intercambiable. Los tamaños son idénticos. La única diferencia entre los dos tipos es que en el tipo intercambiable, tanto las guías y los patines pueden intercambiarse libremente, y su precisión puede alcanzar el grado P. La referencia de la serie QH indica el tamaño, tipo, precisión, precarga, etc. La serie QH y HG comparten las mismas dimensiones.

# Guías Lineales

## Serie QH

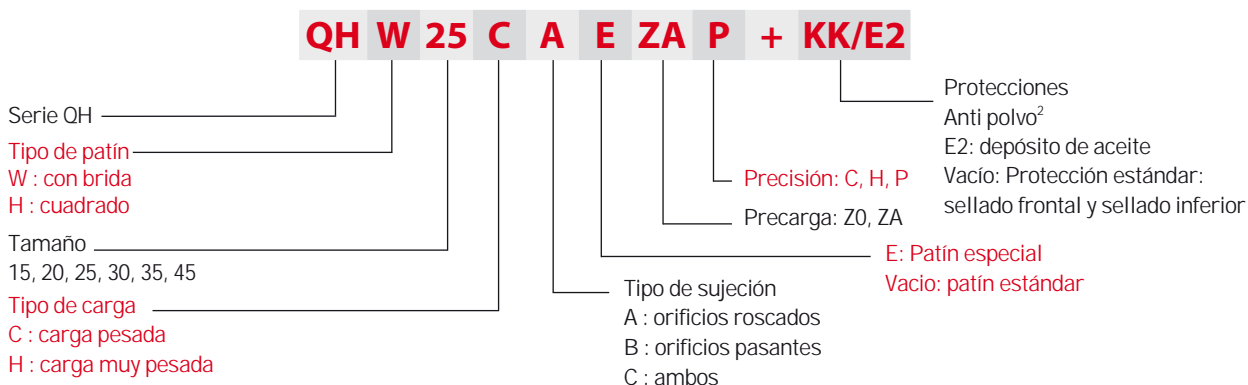
### (1) Tipo No Intercambiable



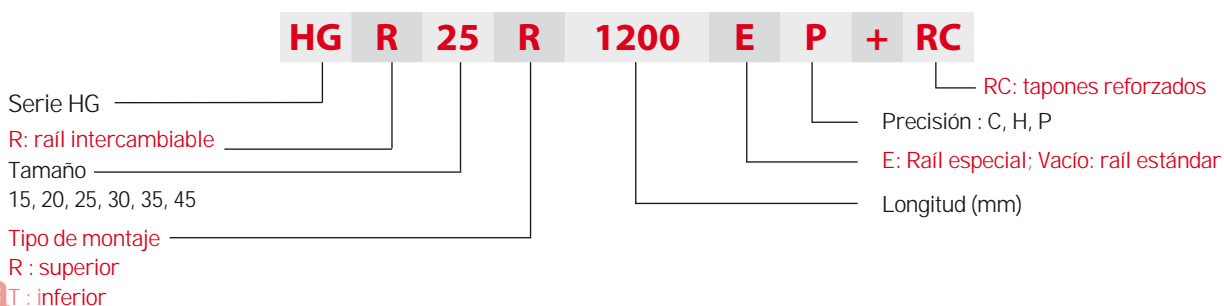
- Nota: 1. Los números romanos indican un par de raíles.  
 2. Ningún símbolo indica la protección estándar (sellado frontal y sellado inferior).  
 ZZ : Sellado frontal, sellado inferior y rascador  
 KK: Doble sellado frontal, sellado inferior y rascadores.  
 DD: Doble sellado y sellado inferior

### (2) Tipo Intercambiable

#### ○ Modelo de Referencia del Patín de la Serie QH

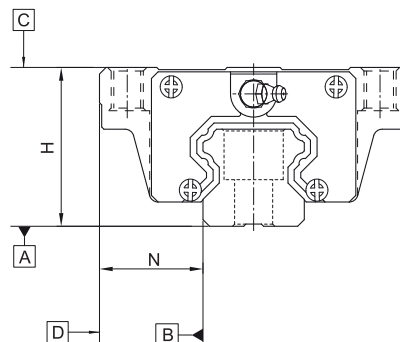


#### ○ Modelo de Referencia del Raíl de la Serie QH (comparte raíl con serie HG)



### 2-3-3 Grados de Precisión

Los grados de precisión de la serie QH pueden ser clasificados en normal (C), alta (H), precisión (P), súper precisión (SP) y ultra precisión (UP). Seleccione el grado de precisión, de acuerdo a al requerimiento de la aplicación.



#### (1) Grado de Precisión de las Guías No Intercambiables

Tabla 2-3-3 Grados de Precisión

Unidad: mm

Item	QH - 15, 20				
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)	Súper Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.03	0 - 0.03	0 - 0.015	0 - 0.008
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.03	0 - 0.03	0 - 0.015	0 - 0.008
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.01	0.006	0.004	0.003
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.02	0.01	0.006	0.004	0.003
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-3-9				
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-3-9				

Tabla 2-3-4 Grados de Precisión

Unidad: mm

Item	QH - 25, 30, 35				
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)	Súper Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.04	0 - 0.04	0 - 0.02	0 - 0.01
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.04	0 - 0.04	0 - 0.02	0 - 0.01
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.015	0.007	0.005	0.003
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.015	0.007	0.005	0.003
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-3-9				
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-3-9				

Tabla 2-3-5 Grados de Precisión

Unidad: mm

Item	QH - 45				
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)	Súper Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.05	0 - 0.05	0 - 0.03	0 - 0.02
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.05	0 - 0.05	0 - 0.03	0 - 0.02
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.03	0.015	0.007	0.005	0.003
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.02	0.01	0.007	0.005
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-3-9				
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-3-9				

# Guías Lineales

## Serie QH

### (2) Grado de Precisión de las Guías Intercambiables

**Tabla 2-3-6 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	QH - 15, 20		
Grados de Precisión	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.03	± 0.015
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.03	± 0.015
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.01	0.006
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.02	0.01	0.006
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-3-9		
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-3-9		

**Tabla 2-3-7 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	QH - 25, 30, 35		
Grados de Precisión	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.04	± 0.02
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.04	± 0.02
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.015	0.007
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.015	0.007
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-3-9		
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-3-9		

**Tabla 2-3-8 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	QH - 45		
Grados de Precisión	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.05	± 0.025
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.05	± 0.025
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.03	0.015	0.007
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.02	0.01
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-3-9		
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-3-9		



### (3) Precisión de Paralelismo

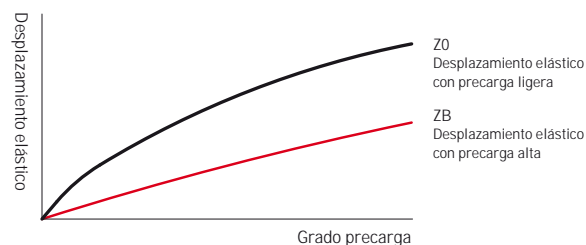
**Tabla 2-3-9 Precisión de Paralelismo**

Longitud de Rail (mm)	Precisión (µm)				
	C	H	P	SP	UP
~ 100	12	7	3	2	2
100 ~ 200	14	9	4	2	2
200 ~ 300	15	10	5	3	2
300 ~ 500	17	12	6	3	2
500 ~ 700	20	13	7	4	2
700 ~ 900	22	15	8	5	3
900 ~ 1,100	24	16	9	6	3
1,100 ~ 1,500	26	18	11	7	4
1,500 ~ 1,900	28	20	13	8	4
1,900 ~ 2,500	31	22	15	10	5
2,500 ~ 3,100	33	25	18	11	6
3,100 ~ 3,600	36	27	20	14	7
3,600 ~ 4,000	37	28	21	15	7

## 2-3-4 Precarga

### (1) Definición

La precarga es una carga que actúa en el interior del patín sobre los elementos de rodadura, para eliminar el juego y aumentar la rigidez del patín, pero manteniendo la precisión. Para ello se utilizan bolas sobredimensionadas. El gráfico muestra la carga que es multiplicada por la precarga, la rigidez es el doble, y la desviación se reduce al 50%. Se recomiendan precargas no superiores a ZA para patines cuyo tamaño sea inferior a 20 para evitar que demasiada precarga afecte a la vida útil de la guía lineal.



### (2) Grados de Precarga

HIWIN ofrece tres grados de precarga estándar, para diferentes aplicaciones y condiciones.

**Tabla 2-3-10 Grados de Precarga**

Grado	Código	Precarga	Condición	Ejemplos de Aplicación
Precarga Ligera	Z0	0- 0.02C	Ciertas direcciones de carga, requerimientos de precisión baja	Transportadores, maq. embalaje, aplicaciones XY para industria en general, pinzas de soldadura
Precarga Media	ZA	0.05C-0.07C	Requerimientos de Precisión alta	Centros de mecanizado, mesas X-Y, CNC, tornos, fresadoras, equipos de medición
Precarga Alta	ZB	0.10C- 0.12C	Alta rigidez, aplicaciones con impactos y vibraciones	Centros de mecanizado, CNC, prensas, máquinas de corte
<b>Grado</b>	<b>Intercambiable</b>		<b>No Intercambiable</b>	
Preload classes	Z0, ZA		Z0, ZA, ZB	

Nota: la letra "C" en la columna de la precarga hace referencia a la capacidad de carga dinámica.

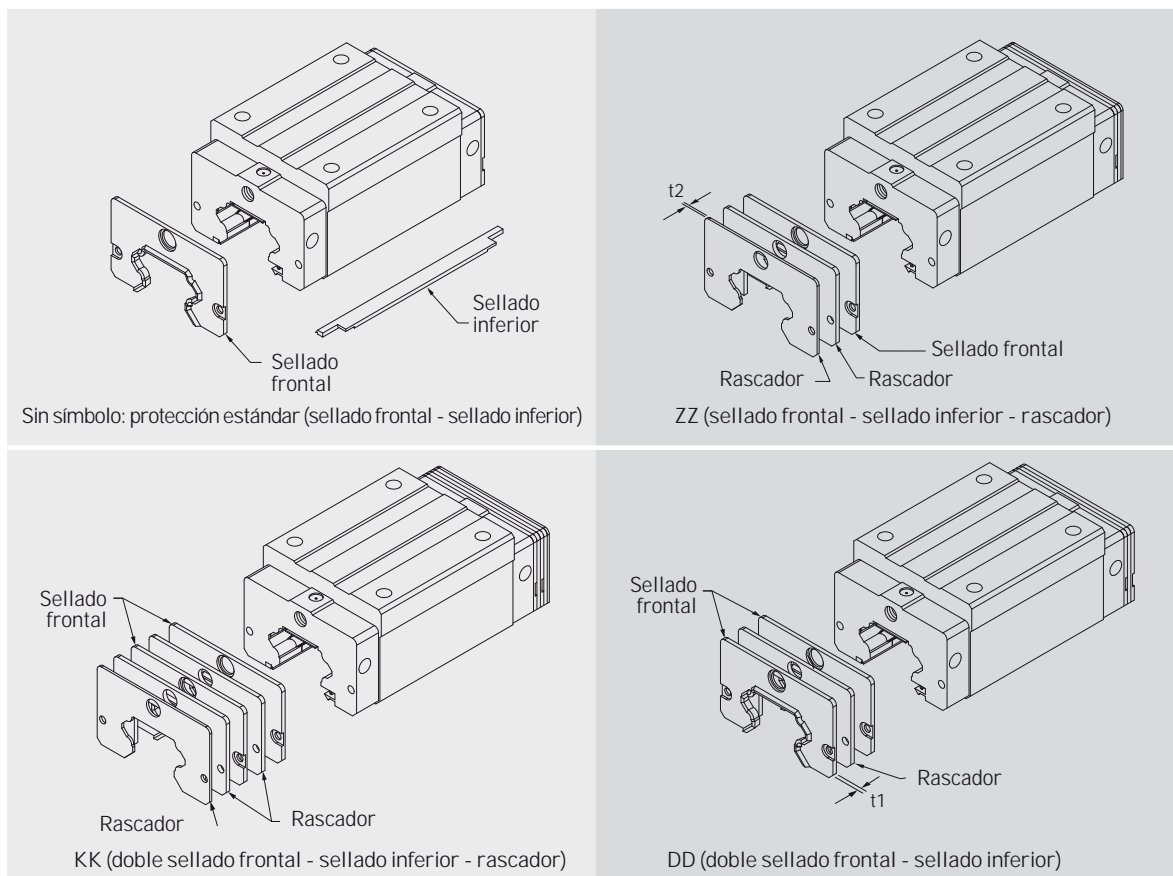
# Guías Lineales

## Serie QH

### 2-3-5 Protección Contra el Polvo

#### (1) Código de Accesorios

Si necesita alguno de los siguientes accesorios, por favor, añada la referencia al modelo de patín:



#### (2) Sellado Frontal y Sellado Inferior

Para prevenir la reducción de la vida útil causada por las virutas de hierro o el polvo que entra en los patines.

#### (3) Doble Sellado

Mejora la estanqueidad del patín, evitando que penetre en él cualquier tipo de partícula extraña al sistema.

**Tabla 2-3-11 Dimensiones del Doble Sellado**

Tamaño	Grosor*4 (t1) (mm)	Tamaño	Grosor*4 (t1) (mm)
QH 15 ES	3	QH 30 ES	3.2
QH 20 ES	2.5	QH 35 ES	2.5
QH 25 ES	2.5	QH 45 ES	3.6

#### (4) Rascador

El rascador remueve virutas de hierro de alta temperatura y partículas de gran tamaño.

**Tabla 2-3-12 Dimensiones del Rascador**

Tamaño	Grosor*4 (t2) (mm)	Tamaño	Grosor*4 (t2) (mm)
QH 15 SC	1.5	QH 35 SC	1.5
QH 20 SC	1.5	QH 45 SC	1.5
QH 25 SC	1.5		

## 2-3-6 Fricción

El valor máximo de fricción por cada sellado se muestra en la siguiente tabla:

**Tabla 2-3-13 Resistencia del Sellado**

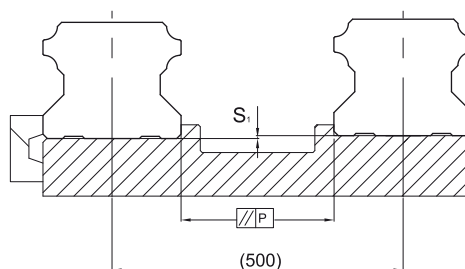
Tamaño	Resistencia N (kgf)
QH15	1.2 (0.12)
QH20	1.6 (0.16)
QH25	2.0 (0.2)
QH30	2.7 (0.27)
QH35	3.1 (0.31)
QH45	5.3 (0.53)

## 2-3-7 Tolerancias Admisibles de las Superficies de Montaje

### [1] Tolerancia Admisible de las superficies de Montaje

Debido al diseño de arco circular, la serie QH puede compensar algunos errores y defectos de precisión de las superficies de montaje, manteniendo un movimiento lineal suave.

Mientras que sean aplicados los requerimientos de precisión para el montaje, se puede obtener alto grado de precisión y rigidez sin dificultad. Para satisfacer las necesidades de una fácil y rápida instalación, HIWIN ofrece un tipo de precarga normal, debido a su gran capacidad de absorción de las desviaciones provocadas por la insuficiente precisión de las superficies de montaje.



### [2] Tolerancia Admisible De Paralelismo entre las Caras de Referencia (P)

**Tabla 2-3-14 Máxima Tolerancia de Paralelismo (P)**

Unidad:  $\mu\text{m}$

Tamaño	Grados de Precarga		
	Z0	ZA	ZB
QH15	25	18	-
QH20	25	20	18
QH25	30	22	20
QH30	40	30	27
QH35	50	35	30
QH45	60	40	35

### [3] Tolerancia Admisible de Altura ( $S_1$ )

**Tabla 2-3-15 Tolerancia Máxima de Referencia de Altura de Superficies ( $S_1$ )**

Unidad:  $\mu\text{m}$

Tamaño	Grados de Precarga		
	Z0	ZA	ZB
QH15	130	85	-
QH20	130	85	50
QH25	130	85	70
QH30	170	110	90
QH35	210	150	120
QH45	250	170	140

# Guías Lineales

## Serie QH

### 2-3-8 Precauciones de Instalación

El montaje de las guías lineales deberá efectuarse muy meticulosamente, en especial, en máquinas de alta precisión. En estos casos deberán tenerse en cuenta, los puntos que se citan a continuación:

**Radios de Acuerdo:** las superficies de referencia no tienen suficiente contacto con los radios de acuerdo de la superficie de montaje ya que son mayores que los chaflanes, tanto en guías como en patines. Por ello los radios de acuerdo siempre deben seguir las prescripciones de las guías correspondientes.

**Perpendicularidad de las caras de Referencia:** cuando las caras de referencia de la superficie de montaje no poseen un ángulo recto para las superficies de referencia de los raíles y patines, ambas superficies no tienen una unión positiva después del montaje. Por ello deberán evitarse desviaciones del ángulo recto.

**Dimensiones de las Caras de Referencia:** en la configuración de las caras de referencia habrá que planificar meticulosamente su altura y su espesor. Una cara de referencia demasiado alta puede llegar a tocar el bloque. Por el contrario, a falta de altura de las caras de referencias, las superficies correspondientes del bloque y de los raíles no podrán ser unidas positivamente como lo necesitan.

**Tolerancias de medidas entre caras de referencia y el punto de Fijación:** en una desviación demasiado grande de la medida entre las superficies de referencia del raíl y el patín así como también del punto de sujeción, las caras de referencia no tienen unión positiva.

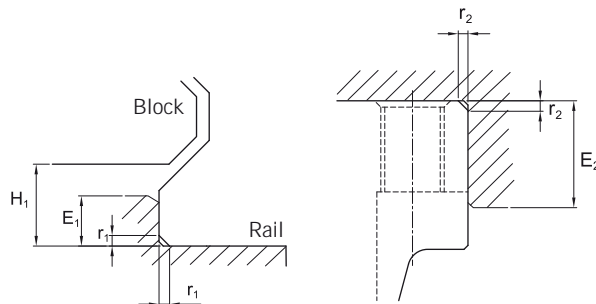


Tabla 2-3-16 Radios de Acuerdo y Uniones

Tamaño	Máx. radio de uniones $r_1$ (mm)	Máx. radio en uniones $r_2$ (mm)	Perpendicularidad de las caras de referencia $E_1$ (mm)	Perpendicularidad de las caras de referencia $E_2$ (mm)	Holgura bajo el patín $H_1$ (mm)
QH15	0.5	0.5	3.0	4.0	4.0
QH20	0.5	0.5	3.5	5.0	4.6
QH25	1.0	1.0	5.0	5.0	5.5
QH30	1.0	1.0	5.0	5.0	6.0
QH35	1.0	1.0	6.0	6.0	7.5
QH45	1.0	1.0	8.0	8.0	9.5

### (2) Par de Apriete para Tornillos de Fijación

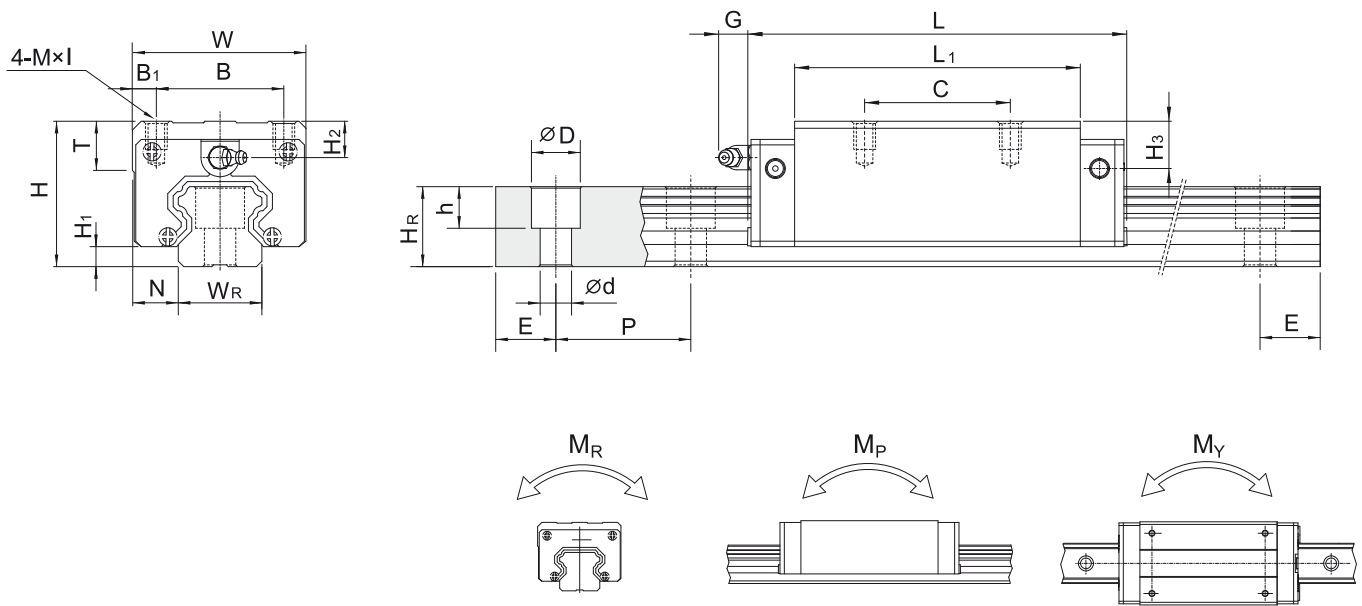
Un par de apriete inapropiado puede influir muy negativamente en la precisión de las guías lineales. El par de apriete correspondiente a cada tamaño se muestra a continuación:

Tabla 2-3-17 Par de Apriete

Tamaño	Tamaño del tornillo	Torque N-cm(kgf-cm)		
		Acero	Fundición	Aluminio
QH 15	M4×0.7P×16L	392(40)	274(28)	206(21)
QH 20	M5×0.8P×16L	883(90)	588(60)	441(50)
QH 25	M6×1P×20L	1373(140)	921(100)	686(70)
QH 30	M8×1.25P×25L	3041(310)	2010(250)	1470(150)
QH 35	M8×1.25P×25L	3041(310)	2010(250)	1470(150)
QH 45	M12×1.75P×35L	11772(1200)	7840(800)	5880(600)

## 2-3-9 Dimensiones para HIWIN QH Series

### (1) QHH-CA / QHH-HA



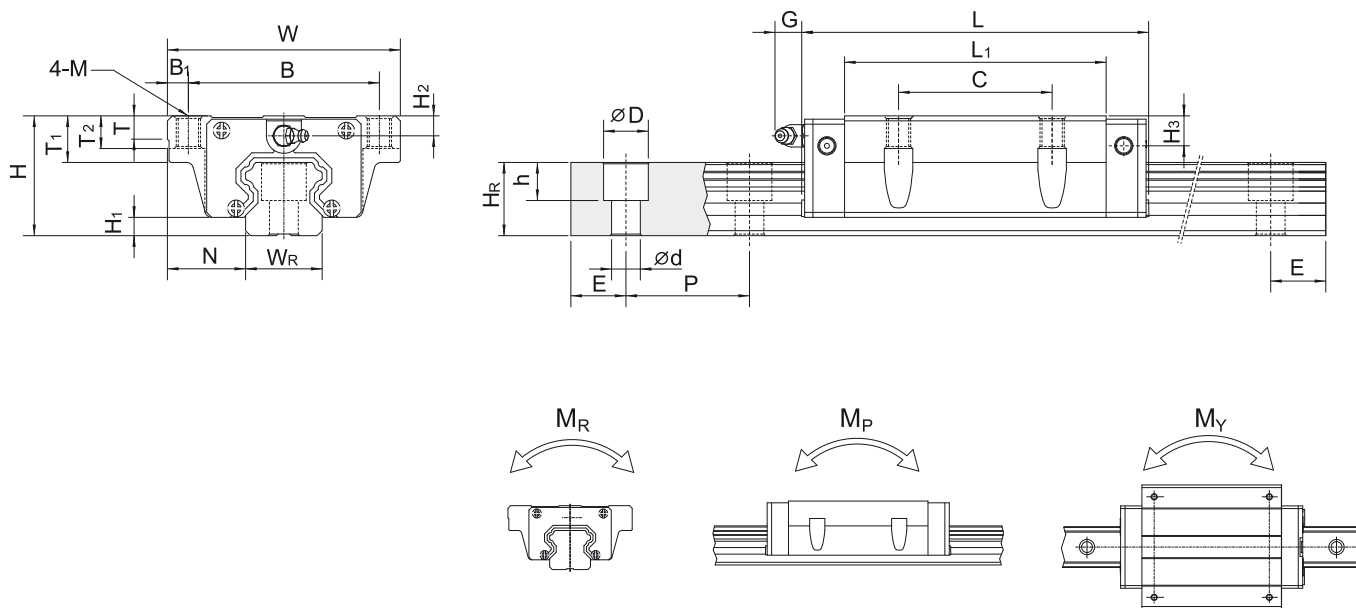
Modelo N°:	Dimensiones (mm)			Dimensiones del Patin (mm)										Dimensiones del Rail (mm)					Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C(kN)	Capacidad de Carga Estática Co (kN)	Máximo Momento Estático			Peso				
	H	H1	N	W	B	B1	C	L1	L	G	MxI	T	H2	H3	WR	HR	D	h				d	P	E	MR	MP	MY	Patin	Rail
	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf				kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf	kgf
QHH15CA	28	4	9.5	34	26	4	26	39.4	61.4	5.3	M4 x 5	6	7.95	8.2	15	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	13.88	14.36	0.1	0.08	0.08	0.18	1.45
QHH20CA	30	4.6	12	44	32	6	36	50.5	76.7	12	M5 x 6	8	6	6	20	17.5	9.5	8.5	6	60	20	M5x16	23.08	25.63	0.26	0.19	0.19	0.29	2.21
QHH20HA							50	65.2	91.4														27.53	31.67	0.31	0.27	0.27	0.38	
QHH25CA	40	5.5	12.5	48	35	6.5	35	58	83.4	12	M6 x 8	8	10	8.5	23	22	11	9	7	60	20	M6x20	31.78	33.68	0.39	0.31	0.31	0.50	3.21
QHH25HA							50	78.6	104														39.30	43.62	0.5	0.45	0.45	0.68	
QHH30CA	45	6	16	60	40	10	40	70	97.4	12	M8x10	8.5	9.5	9	28	26	14	12	9	80	20	M8x25	46.49	48.17	0.6	0.5	0.5	0.87	4.47
QHH30HA							60	93	120.4														56.72	65.09	0.83	0.89	0.89	1.15	
QHH35CA	55	7.5	18	70	50	10	50	80	113.6	12	M8x12	10.2	15.5	13.5	34	29	14	12	9	80	20	M8x25	60.52	63.84	1.07	0.76	0.76	1.44	6.30
QHH35HA							72	105.8	139.4														73.59	86.24	1.45	1.33	1.33	1.90	
QHH45CA	70	9.2	20.5	86	60	13	60	97	139.4	12.9	M10x17	16	18.5	20	45	38	20	17	14	105	22.5	M12x35	89.21	94.81	1.83	1.38	1.38	2.72	10.41
QHH45HA							80	128.8	171.2														108.72	128.43	2.47	2.41	2.41	3.59	

Nota : 1 kgf = 9.81 N

# Guías Lineales

## Serie QH

### (4) QHW-CC / QHW-HC



Modelo N°.	Dimensiones (mm)			Dimensiones del Patin (mm)										Dimensiones del Rail (mm)						Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	Capacidad de Carga Estática Co (kN)	Máximo Momento Estático			Peso					
	H	H1	N	W	B	B1	C	L1	L	G	M	T	T1	T2	H2	H3	WR	HR	D				h	d	P	E	MR	MP	MY	Block	Rail
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm				mm	mm	mm	mm	kN-m	kN-m	kN-m	kg	kg/m
QHW15CC	24	4	16	47	38	4.5	30	39.4	61.4	5.3	M5	6	8.9	6.95	3.95	4.2	15	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	13.88	14.36	0.1	0.08	0.08	0.17	1.45
QHW20CC	30	4.6	21.5	63	53	5	40	50.5	76.7	12	M6	8	10	9.5	6	6	20	17.5	9.5	8.5	6	60	20	M5x16	23.08	25.63	0.26	0.19	0.19	0.40	2.21
QHW20HC								65.2	91.4																27.53	31.67	0.31	0.27	0.27	0.52	
QHW25CC	36	5.5	23.5	70	57	6.5	45	58	83.4	12	M8	8	14	10	6	4.5	23	22	11	9	7	60	20	M6x20	31.78	33.68	0.39	0.31	0.31	0.59	3.21
QHW25HC								78.6	104																39.30	43.62	0.5	0.45	0.45	0.80	
QHW30CC	42	6	31	90	72	9	52	70	97.4	12	M10	8.5	16	10	6.5	6	28	26	14	12	9	80	20	M8x25	46.49	48.17	0.6	0.5	0.5	1.09	4.47
QHW30HC								93	120.4																56.72	65.09	0.83	0.89	0.89	1.44	
QHW35CC	48	7.5	33	100	82	9	62	80	113.6	12	M10	10.1	18	13	8.5	6.5	34	29	14	12	9	80	30	M8x25	60.52	63.84	1.07	0.76	0.76	1.56	6.30
QHW35HC								105.8	139.4																73.59	86.24	1.45	1.33	1.33	2.06	
QHW45CC	60	9.2	37.5	120	100	10	80	97	139.4	12.9	M12	15.1	22	15	8.5	10	45	38	20	17	14	105	22.5	M12x35	89.21	94.81	1.83	1.38	1.38	2.79	10.41
QHW45HC								128.8	171.2																108.72	128.43	2.47	2.41	2.41	3.69	

Nota : 1 kgf = 9.81 N

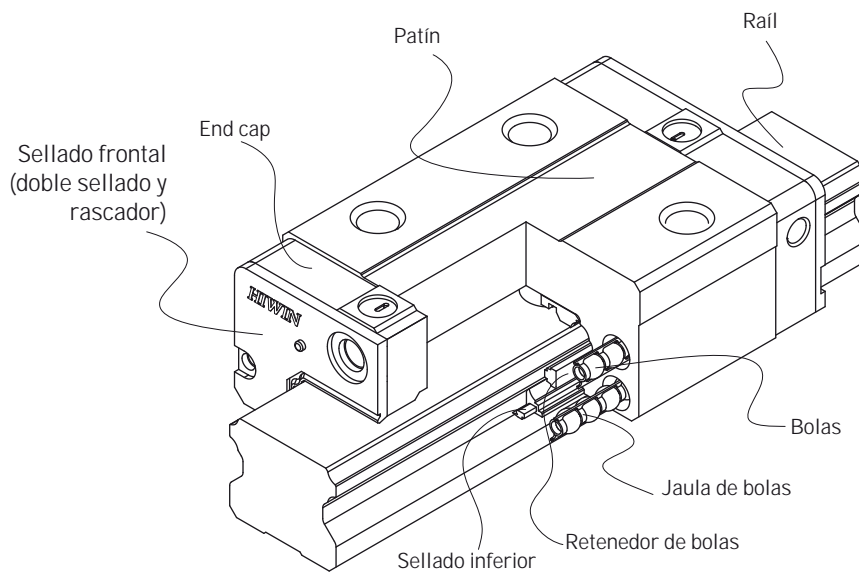
# Guías Lineales

## Serie QE

### 2-4 Serie QE- Con Jaula de Bolas y Tecnología SynchMotion™

El desarrollo de la serie QE de HIWIN está basado en el diseño arco circular de cuatro hileras de bolas. La serie QE ofrece movimiento suave y una lubricación óptima. Por lo tanto, la serie QE tiene una amplia aplicación industrial, en la industria de alta tecnología, donde alta velocidad y bajo nivel de ruido son los requerimientos. La serie QE es intercambiable con la serie EG.

#### 2-4-1 Construcción de la Serie QE



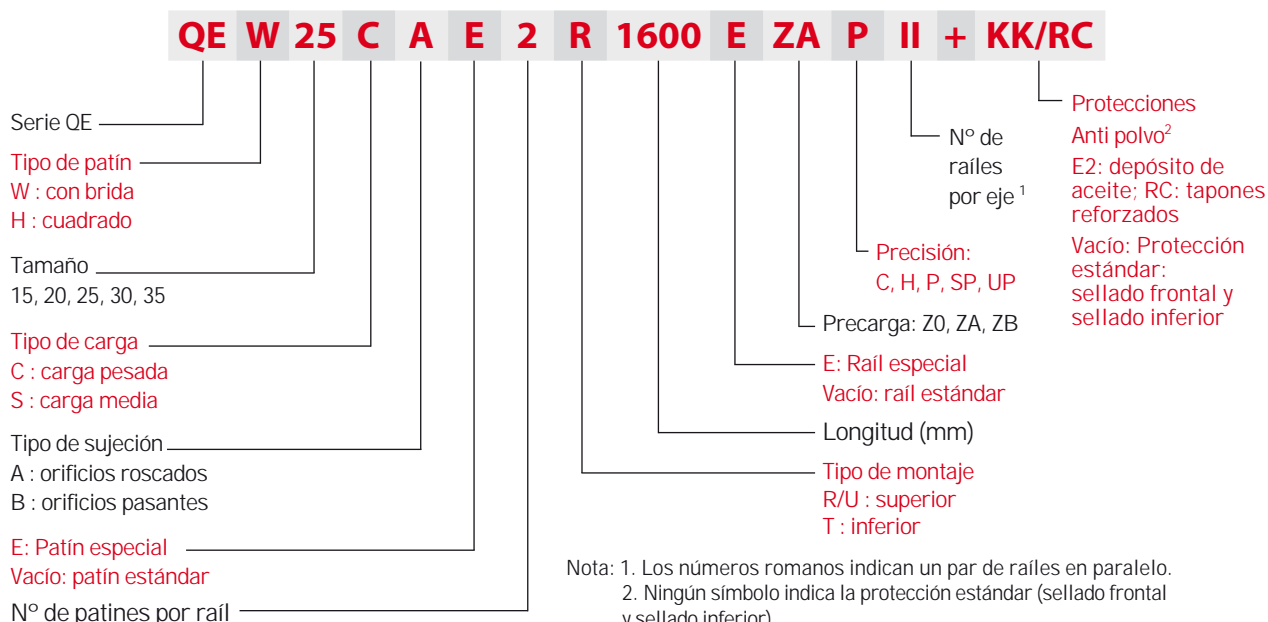
#### 2-4-2 Serie QE Modelos

La serie QE puede ser clasificada en tipo No Intercambiable e Intercambiable. Los tamaños son idénticos. La única diferencia entre los dos tipos es que en el tipo intercambiable, tanto las guías y los patines pueden intercambiarse libremente, y su precisión puede alcanzar el grado P. La referencia de la serie QE indica el tamaño, tipo, precisión, precarga, etc. La serie QE y EG comparten las mismas dimensiones.

# Guías Lineales

## Serie QE

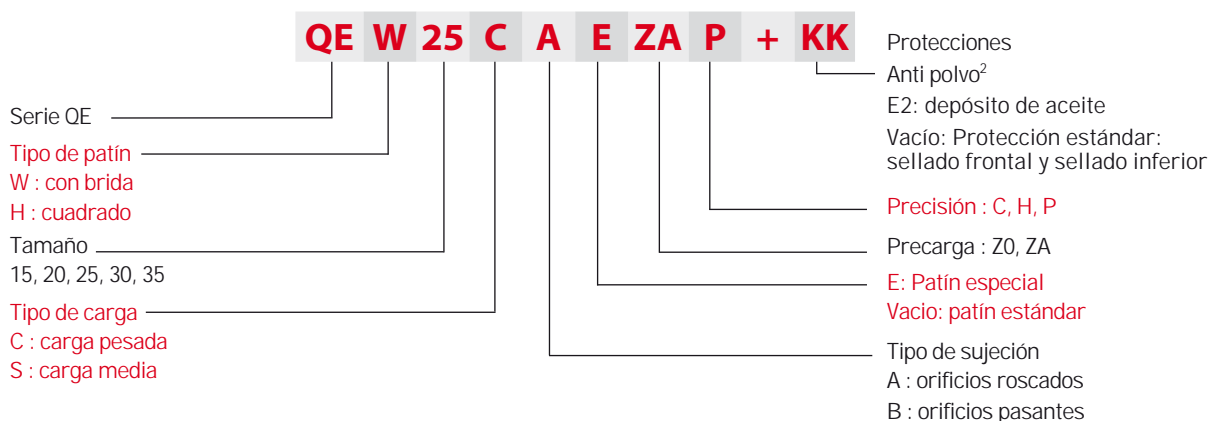
### (1) Tipo No Intercambiable



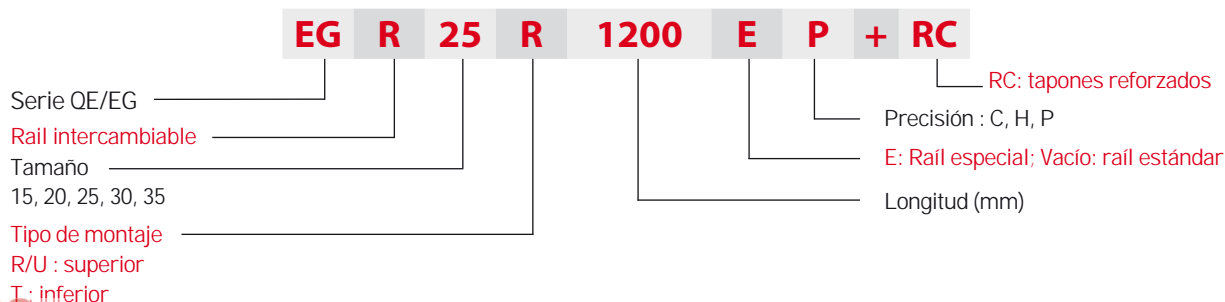
Nota: 1. Los números romanos indican un par de raíles en paralelo.  
2. Ningún símbolo indica la protección estándar (sellado frontal y sellado inferior).  
ZZ : Sellado frontal, sellado inferior y rascador  
KK: Doble sellado frontal, sellado inferior y rascadores.  
DD: Doble sellado frontal y sellado inferior

### (2) Tipo Intercambiable

#### Modelo de Referencia del Patín de la Serie QE



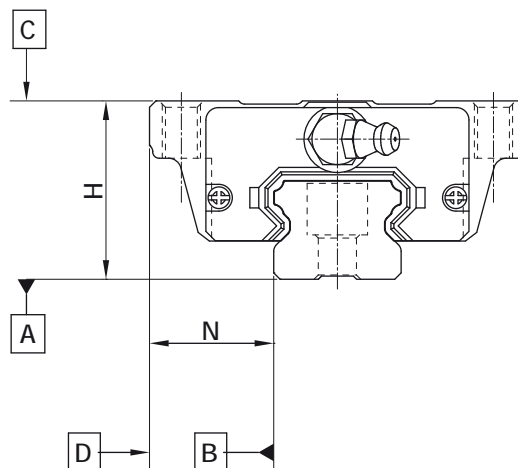
#### Modelo de Referencia del Raíl de la Serie QE (comparte raíl con serie EG)





### 2-4-3 Grados de Precisión

Los grados de precisión de la serie QE pueden ser clasificados en normal (C), alta (H), precisión (P), súper precisión (SP) y ultra precisión (UP). Seleccione el grado de precisión, de acuerdo a al requerimiento de la aplicación.



#### (1) Grado de Precisión de las Guías No Intercambiables

Tabla 2-4-1 Grados de Precisión

Unidad: mm

Item	QE - 15, 20				
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)	Super Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.03	0 - 0.03	0 - 0.015	0 - 0.008
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.03	0 - 0.03	0 - 0.015	0 - 0.008
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.01	0.006	0.004	0.003
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.02	0.01	0.006	0.004	0.003
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-4-5				
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-4-5				

Tabla 2-4-2 Grados de Precisión

Unidad: mm

Item	QE - 25, 30, 35				
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)	Super Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.04	0 - 0.04	0 - 0.02	0 - 0.01
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.04	0 - 0.04	0 - 0.02	0 - 0.01
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.015	0.007	0.005	0.003
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.015	0.007	0.005	0.003
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-4-5				
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-4-5				

# Guías Lineales

## Serie QE

### (2) Grado de Precisión de las Guías Intercambiables

**Tabla 2-4-3 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	QE - 15, 20		
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.03	± 0.015
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.03	± 0.015
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.01	0.006
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.02	0.01	0.006
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-4-5		
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-4-5		

**Tabla 2-4-4 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	QE - 25, 30, 35		
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.04	± 0.02
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.04	± 0.02
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.015	0.007
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.015	0.007
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-4-5		
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-4-5		

### (3) Precisión de Paralelismo

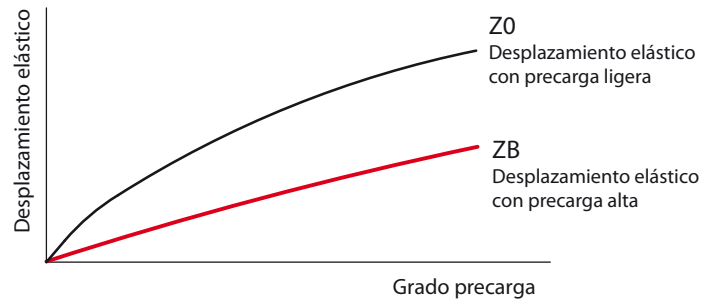
**Tabla 2-4-5 Precisión de Paralelismo**

Longitud de Raíl (mm)	Precisión (µm)					
	C	H	P	SP	H	UP
~ 100	12	7	3	2		2
100 ~ 200	14	9	4	2		2
200 ~ 300	15	10	5	3		2
300 ~ 500	17	12	6	3		2
500 ~ 700	20	13	7	4		2
700 ~ 900	22	15	8	5		3
900 ~ 1,100	24	16	9	6		3
1,100 ~ 1,500	26	18	11	7		4
1,500 ~ 1,900	28	20	13	8		4
1,900 ~ 2,500	31	22	15	10		5
2,500 ~ 3,100	33	25	18	11		6
3,100 ~ 3,600	36	27	20	14		7
3,600 ~ 4,000	37	28	21	15		7

## 2-4-4 Precarga

### (1) Definición

La precarga es una carga que actúa en el interior del patín sobre los elementos de rodadura, para eliminar el juego y aumentar la rigidez del patín, pero manteniendo la precisión. Para ello se utilizan bolas sobredimensionadas. El gráfico muestra la carga que es multiplicada por la precarga, la rigidez es el doble, y la desviación se reduce al 50%. Se recomiendan precargas no superiores a ZA para patines cuyo tamaño sea inferior a 20 para evitar que demasiada precarga afecte a la vida útil de la guía lineal.



### (2) Grados de Precarga

HIWIN ofrece tres grados de precarga estándar, para diferentes aplicaciones y condiciones.

Tabla 2-4-6 Grados de Precarga

Grado	Código	Precarga	Condición
Precarga Ligera	Z0	0- 0.02C	Ciertas direcciones de carga Requerimientos de precisión baja
Precarga Media	ZA	0.03C-0.05C	Requerimientos de Precisión alta
Precarga Alta	ZB	0.06C- 0.08C	Alta rigidez, aplicaciones con impactos y vibraciones

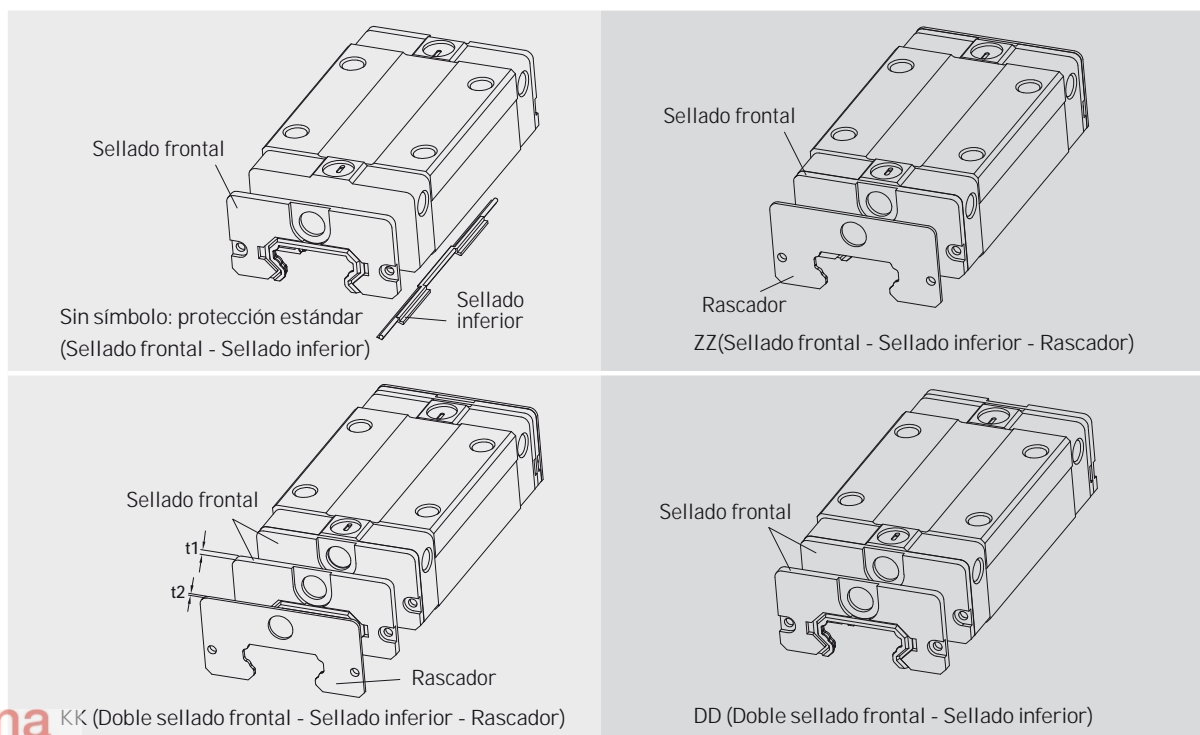
Grado	Intercambiable	No Intercambiable
Precarga	Z0, ZA	Z0, ZA, ZB

Nota: la letra "C" en la columna de la precarga hace referencia a la capacidad de carga dinámica.

## 2-4-5 Protección Contra el Polvo

### (1) Código de Accesorios

Si necesita alguno de los siguientes accesorios, por favor, añada la referencia al modelo de patín:



## Guías Lineales

### Serie QE

#### (2) Sellado Frontal y Sellado Inferior

Para prevenir la reducción de la vida útil causada por las virutas de hierro o el polvo que entra en los patines.

#### (3) Doble Sellado

Mejora la estanqueidad del patín, evitando que penetre en él cualquier tipo de partícula extraña al sistema.

**Tabla 2-4-7 Dimensiones del Sellado Frontal**

Tamaño	Grosor (t1) (mm)	Tamaño	Grosor (t1) (mm)
QE 15 ES	2	QE 30 ES	2.5
QE 20 ES	2	QE 35 ES	2
QE 25 ES	2.5		

#### (4) Rascador

El rascador remueve virutas de hierro de alta temperatura y partículas de gran tamaño.

**Tabla 2-4-8 Dimensiones del Rascador**

Tamaño	Grosor (t2) (mm)
QE 15	1
QE 20	1
QE 25	1
QE 30	1
QE 35	1.5

### 2-4-6 Fricción

El valor máximo de fricción por cada sellado se muestra en la siguiente tabla:

**Tabla 2-4-9 Resistencia del Sellado**

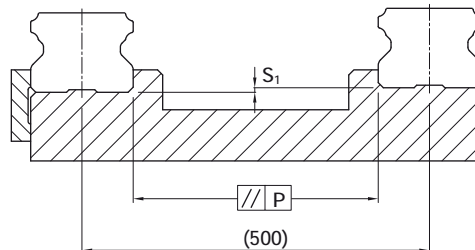
Tamaño	Resistencia N (kgf)
QE 15	1.08(0.11)
QE 20	1.37(0.14)
QE 25	1.67(0.17)
QE 30	2.06(0.21)
QE 35	2.26(0.23)

Nota: 1kgf=9.81N

### 2-4-7 Tolerancias Admisibles de las Superficies de Montaje

Debido al diseño de arco circular, la serie QE puede compensar algunos errores y defectos de precisión de las superficies de montaje, manteniendo un movimiento lineal suave.

Mientras que sean aplicados los requerimientos de precisión para el montaje, se puede obtener alto grado de precisión y rigidez sin dificultad. Para satisfacer las necesidades de una fácil y rápida instalación, HIWIN ofrece un tipo de precarga normal, debido a su gran capacidad de absorción de las desviaciones provocadas por la insuficiente precisión de las superficies de montaje.



**Tabla 2-4-10 Máxima Tolerancia de Paralelismo (P)**

Unidad:  $\mu\text{m}$

Tamaño	Grados de Precarga		
	Z0	ZA	ZB
QE 15	25	18	-
QE 20	25	20	18
QE 25	30	22	20
QE 30	40	30	27
QE 35	50	35	30

**Tabla 2-4-11 Tolerancia Máxima de Referencia de Altura de Superficies (S<sub>1</sub>)**

Unidad:  $\mu\text{m}$

Tamaño	Grados de Precarga		
	Z0	ZA	ZB
QE 15	130	85	-
QE 20	130	85	50
QE 25	130	85	70
QE 30	170	110	90
QE 35	210	150	120

### 2-4-8 Precauciones de Instalación

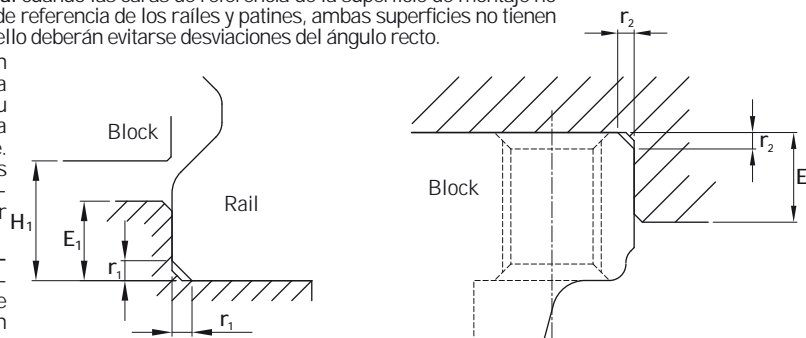
El montaje de las guías lineales deberá efectuarse muy meticulosamente, en especial, en máquinas de alta precisión. En estos casos deberán tenerse en cuenta, los puntos que se citan a continuación:

**Radios de Acuerdo:** las superficies de referencia no tienen suficiente contacto con los radios de acuerdo de la superficie de montaje ya que son mayores que los chaflanes, tanto en guías como en patines. Por ello los radios de acuerdo siempre deben seguir las prescripciones de las guías correspondientes.

**Perpendicularidad de las caras de Referencia:** cuando las caras de referencia de la superficie de montaje no poseen un ángulo recto para las superficies de referencia de los railes y patines, ambas superficies no tienen una unión positiva después del montaje. Por ello deberán evitarse desviaciones del ángulo recto.

**Dimensiones de las Caras de Referencia:** en la configuración de las caras de referencia habrá que planificar meticulosamente su altura y su espesor. Una cara de referencia demasiado alta puede llegar a tocar el bloque. Por el contrario, a falta de altura de las caras de referencias, las superficies correspondientes del bloque y de los railes no podrán ser unidas positivamente como lo necesitan.

**Tolerancias de medidas entre caras de referencia y el punto de Fijación:** en una desviación demasiado grande de la medida entre las superficies de referencia del rail y el patin así como también del punto de sujeción, las caras de referencia no tienen unión positiva.



**Tabla 2-4-12 Radios de Acuerdo y Uniones**

Unidad: mm

Tamaño	Máx. radio de uniones	Máx. radio en uniones	perpendicularidad de las caras de referencia	perpendicularidad de las caras de referencia	holgura bajo el patin
	r <sub>1</sub> (mm)	r <sub>2</sub> (mm)	E <sub>1</sub> (mm)	E <sub>2</sub> (mm)	H <sub>1</sub> (mm)
QE 15	0.5	0.5	2.7	5.0	4.5
QE 20	0.5	0.5	5.0	7.0	6.0
QE 25	1.0	1.0	5.0	7.5	7.0
QE 30	1.0	1.0	7.0	7.0	10.0
QE 35	1.0	1.5	7.5	9.5	11.0

### (2) Par de Apriete para Tornillos de Fijación

Un par de apriete inapropiado puede influir muy negativamente en la precisión de las guías lineales. El par de apriete correspondiente a cada tamaño se muestra a continuación:

**Tabla 2-4-13 Par de Apriete**

Tamaño	Tamaño del tornillo	Torque N-cm(kgf-cm)		
		Acero	Fundición	Aluminio
QE 15	M3×0.5P×16L	186(19)	127(13)	98(10)
QE 20	M5×0.8P×16L	883(90)	588(60)	441(50)
QE 25	M6×1P×20L	1373(140)	921(100)	686(70)
QE 30	M6×1P×25L	1373(140)	921(100)	686(70)
QE 35	M8×1.25P×25L	3041(310)	2010(250)	1470(150)

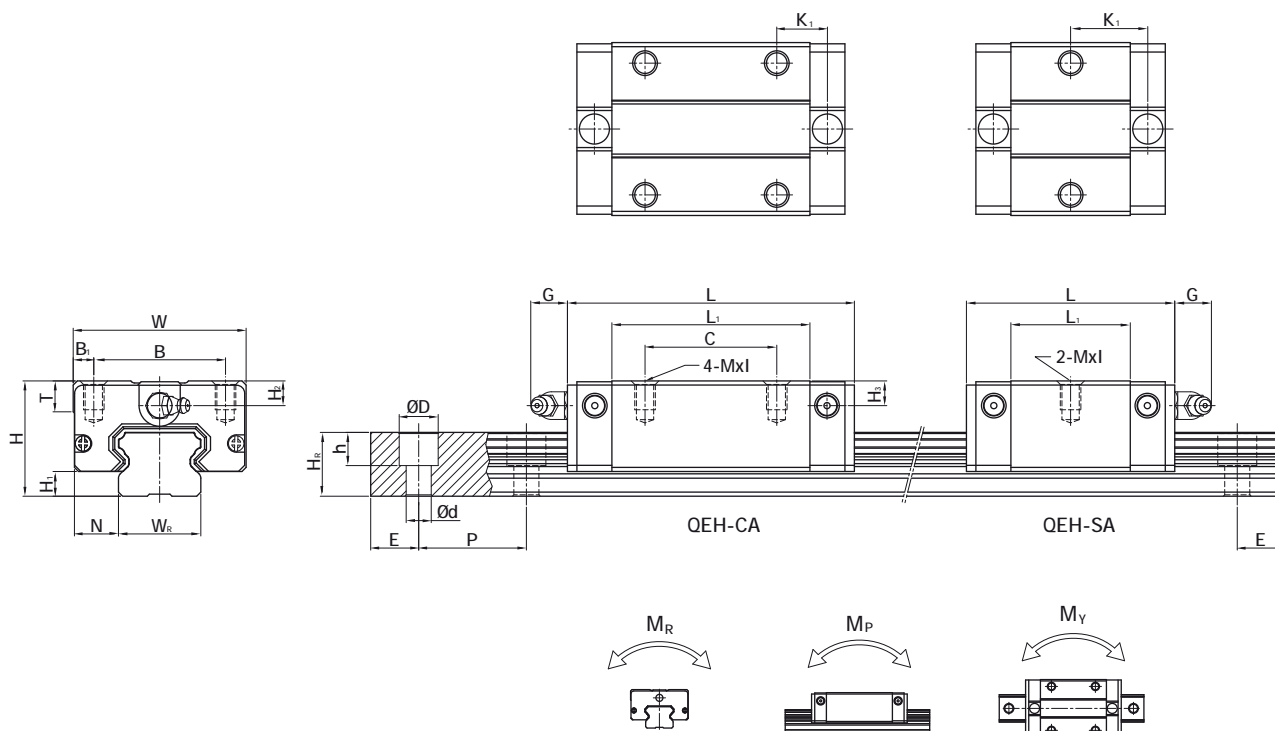
Nota: 1 kgf = 9.81 N

# Guías Lineales

## Serie QE

### 2-4-9 Dimensiones para HIWIN Serie QE

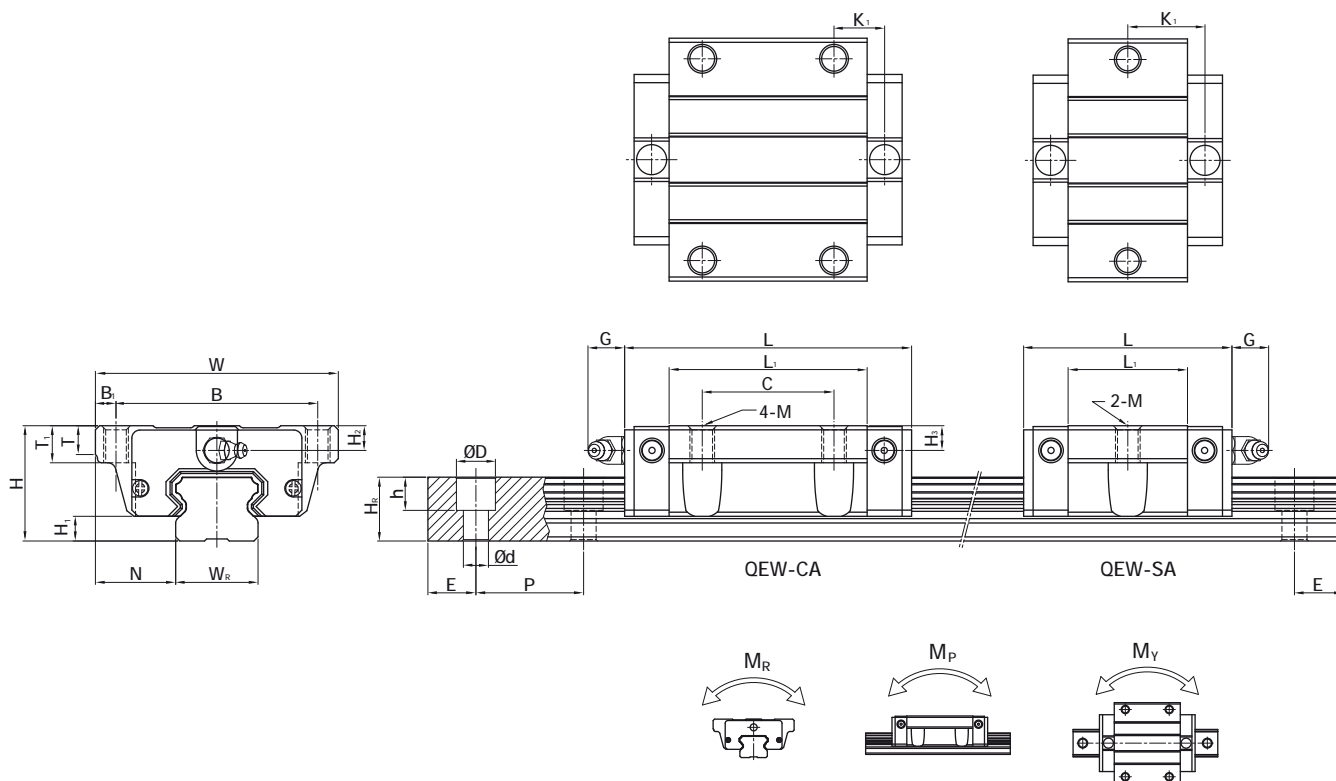
#### (1) QEH-CA / QEH-SA



Modelo N°.	Dimensiones (mm)			Dimensiones del Patín (mm)										Dimensiones del Rail (mm)						Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	Capacidad de Carga Estática C <sub>0</sub> (kN)	Máximo Momento Estático			Peso				
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	G	MxI	T	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	W <sub>R</sub>	H <sub>R</sub>	D	h				d	P	E	M <sub>R</sub> (kN-m)	M <sub>P</sub> (kN-m)	M <sub>Y</sub> (kN-m)	Patín (kg)	Rail (kg/m)
QEH15SA	24	4	9.5	34	26	4	-	23.1	40.1	14.8	-	M4x6	6	5.5	6	15	12.5	6	4.5	3.5	60	20	M3x16	8.56	8.79	0.07	0.03	0.03	0.09	1.25
QEH15CA							26	39.8	56.8	10.15	5.7																			
QEH20SA	28	6	11	42	32	5	-	29	50	18.75	-	M5x7	7.5	6	6.5	20	15.5	9.5	8.5	6	60	20	M5x16	11.57	12.18	0.13	0.05	0.05	0.15	2.08
QEH20CA							32	48.1	69.1	12.3	12																			
QEH25SA	33	6.2	12.5	48	35	6.5	-	35.5	60.1	21.9	-	M6x9	8	8	8	23	18	11	9	7	60	20	M6x20	18.24	18.90	0.22	0.10	0.10	0.24	2.67
QEH25CA							35	59	83.6	16.15	12																			
QEH30SA	42	10	16	60	40	10	-	41.5	67.5	25.75	-	M8x12	9	8	9	28	23	11	9	7	80	20	M6x25	26.27	27.82	0.40	0.18	0.18	0.44	4.35
QEH30CA							40	70.1	96.1	20.05	12																			
QEH35SA	48	11	18	70	50	10	-	51	76	30.3	-	M8x12	10	8.5	8.5	34	27.5	14	12	9	80	20	M8x25	36.39	36.43	0.61	0.33	0.33	0.77	6.14
QEH35CA							50	83	108	21.3	12																			

Nota : 1 kgf = 9.81 N

## (2) QEW-CA / QEW-SA



Modelo N°.	Dimensiones (mm)			Dimensiones del Patín (mm)											Dimensiones del Raíl (mm)											Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C(kN)	Capacidad de Carga Estática C <sub>0</sub> (kN)	Máximo Momento Estático			Peso	
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	G	M	T	T <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	W <sub>R</sub>	H <sub>R</sub>	D	h	d	P	E	M <sub>R</sub>	M <sub>P</sub>				M <sub>Y</sub>	Patín	Raíl		
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(kN-m)				(kN-m)	(kN-m)	(kg)	(kg/m)	
QEW 15SA	24	4	18.5	52	41	5.5	-	23.1	40.1	14.8	5.7	M5	5	7	5.5	6	15	12.5	6	4.5	3.5	60	20	M3×16	8.56	8.79	0.07	0.03	0.03	0.12	1.25		
QEW 15CA							26	39.8	56.8	10.15															12.53	15.28	0.12	0.09	0.09	0.21			
QEW 20SA	28	6	19.5	59	49	5	-	29	50	18.75	12	M6	7	9	6	6.5	20	15.5	9.5	8.5	6	60	20	M5×16	11.57	12.18	0.13	0.05	0.05	0.19	2.08		
QEW 20CA							32	48.1	69.1	12.3															16.50	20.21	0.21	0.15	0.15	0.31			
QEW 25SA	33	6.2	25	73	60	6.5	-	35.5	60.1	21.9	12	M8	7.5	10	8	8	23	18	11	9	7	60	20	M6×20	18.24	18.90	0.22	0.10	0.10	0.34	2.67		
QEW 25CA							35	59	83.6	16.15															26.03	31.49	0.37	0.29	0.29	0.58			
QEW 30SA	42	10	31	90	72	9	-	41.5	67.5	25.75	12	M10	7	10	8	9	28	23	11	9	7	80	20	M6×25	26.27	27.82	0.40	0.18	0.18	0.61	4.35		
QEW 30CA							40	70.1	96.1	20.05															37.92	46.63	0.67	0.51	0.51	1.03			
QEW 35SA	48	11	33	100	82	9	-	51	76	30.3	12	M10	10	13	8.5	8.5	34	27.5	14	12	9	80	20	M8×25	36.39	36.43	0.61	0.33	0.33	0.77	6.14		
QEW 35CA							50	83	108	21.3															51.18	59.28	1.00	0.75	0.75	1.19			

Nota : 1 kgf = 9.81 N

## Guías Lineales

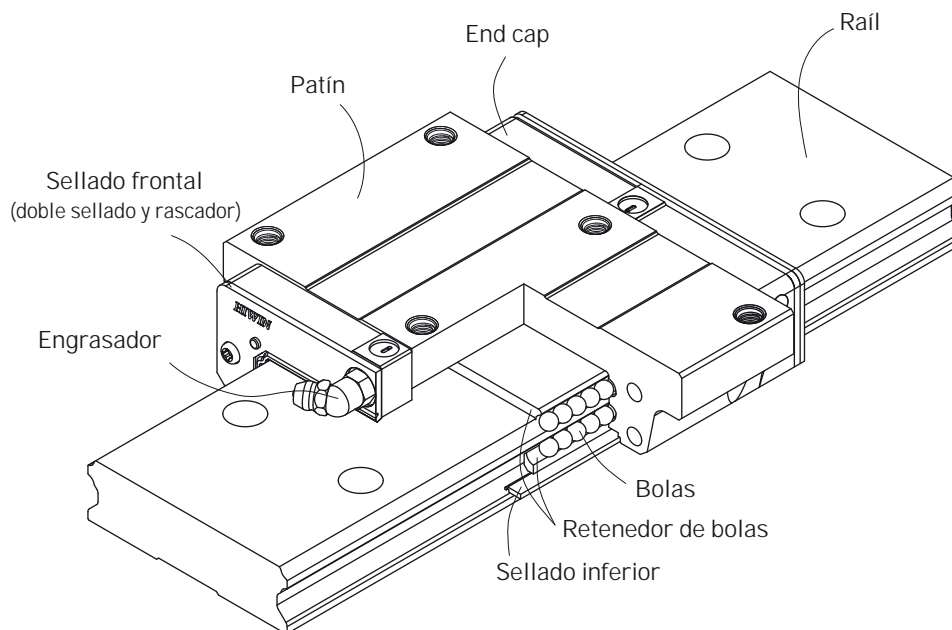
### Serie WE

#### 2-5 Serie WE- Serie Ancha de Cuatro Hileras

##### 2-5-1 Construcción

La serie WE está diseñada con el principio de arco circular de cuatro hileras de bolas permitiendo una capacidad de carga y una rigidez superiores que les permite que se destaquen de otros productos. Entre sus características destacan que soportan cargas en dirección radial, radial inversa y lateral, son autoalineantes, absorben errores de montaje y debido al principio constructivo de arco circular y puede obtenerse una mayor rigidez aplicando una precarga. La serie WE de HIWIN es ideal para aplicaciones de un solo raíl en espacios reducidos o en montajes que requieran de una alta rigidez de la guía lineal a causa de sus pesados momentos de carga.

##### 2-5-2 Construcción de la Serie WE



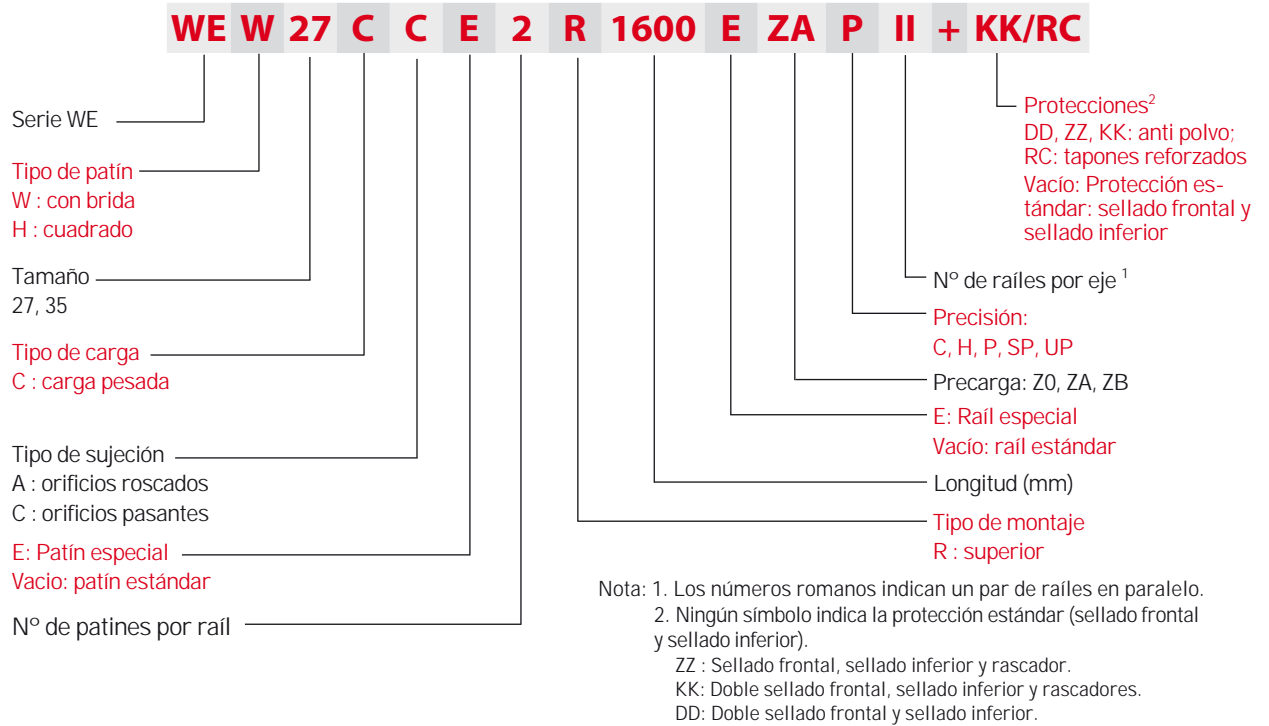
- Sistema de recirculación de bolas: patín, raíl, end- cap, y retenedor de bolas
- Sistema de lubricación: engrasador, y conexión adaptador
- Sistema de protección anti-polvo: sellado frontal, sellado inferior, tapones, doble sellado y rascadores

##### 2-5-3 Serie WE Modelos

La serie WE puede ser clasificada en tipo No Intercambiable e Intercambiable. Los tamaños son idénticos. La única diferencia entre los dos tipos es que en el tipo intercambiable, tanto las guías y los patines pueden intercambiarse libremente, y su precisión puede alcanzar el grado P. La referencia de la serie WE indica el tamaño, tipo, precisión, precarga, etc.

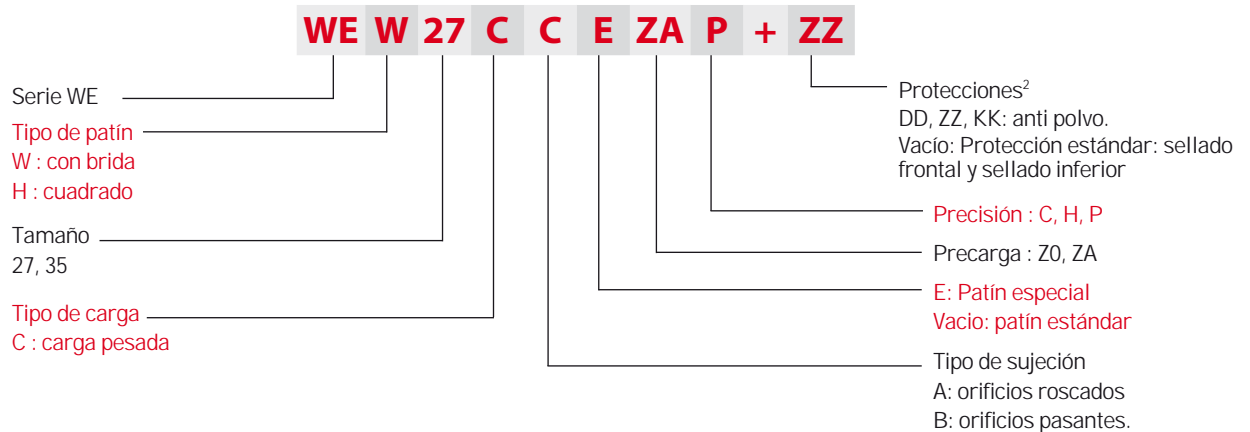


(1) Tipo No Intercambiable

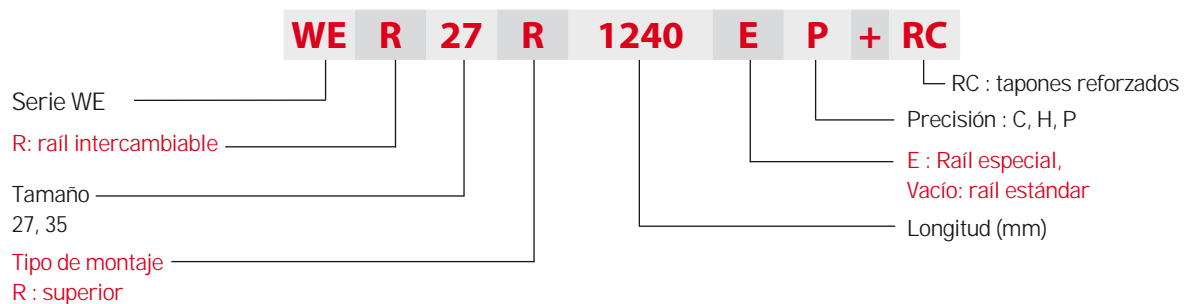


(2) Tipo Intercambiable

○ Modelo de Referencia del Patín de la Serie WE



○ Modelo de Referencia del Raíl de la Serie WE



# Guías Lineales

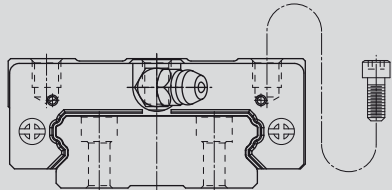
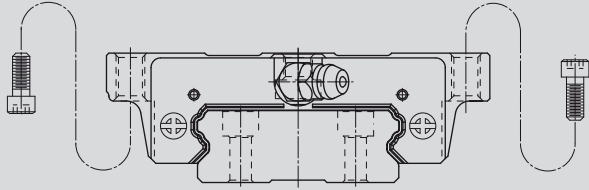
## Serie WE

### 2-5-4 Tipos

#### (1) Tipo de Patines

HIWIN ofrece dos tipos de patines, cuadrados y los de tipo brida. Por ser más ancho, el patín de brida es más apropiado para aplicaciones que requieran momentos de gran carga.

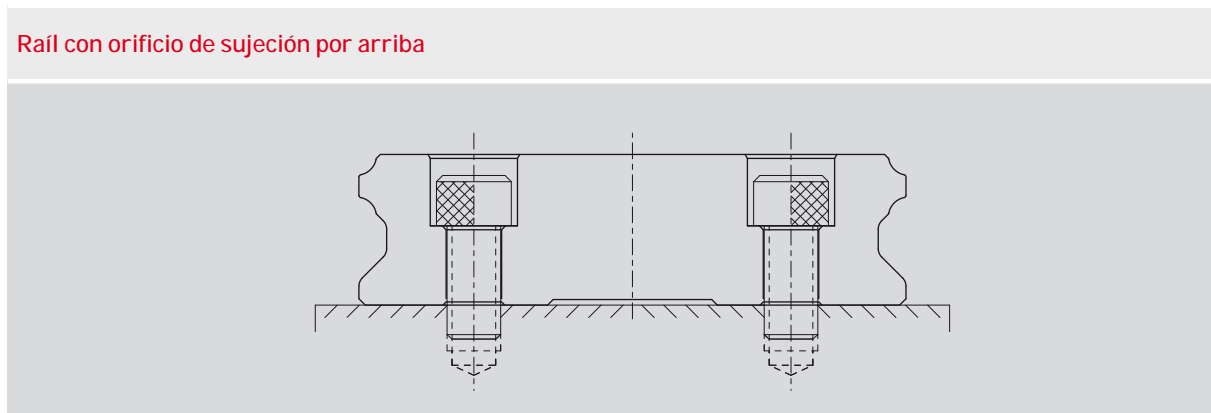
Tabla 2-5-1 Tipos de Patines

Tipo	Modelo	Forma	Altura (mm)	Longitud Rail (mm)	Principales Aplicaciones
Cuadrado	WEH-CA		27	100	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Maquinaria de Precisión</li> <li>○ Maquinaria de Corte</li> <li>○ Dispositivos Automáticos</li> <li>○ Transportadores</li> <li>○ Equipos de Medición</li> <li>○ Dispositivos que requieran alto grado de precisión de posicionamiento</li> </ul>
			↓	↓	
35	4000				
Brida	WEW-CC		27	100	
			↓	↓	
35	4000				

#### (2) Tipo de Raíles

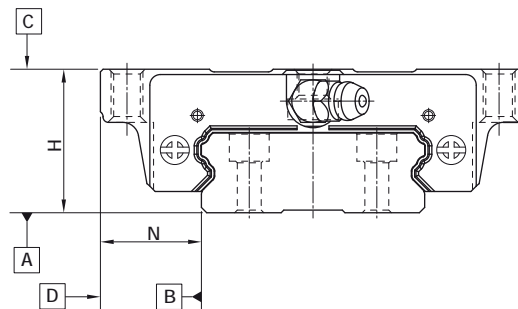
HIWIN ofrece la opción del raíl estándar.

Tabla 2-5-2 Rail



## 2-5-5 Grados de Precisión

Los grados de precisión de la serie WE pueden ser clasificados en normal (C), alta (H), precisión (P), súper precisión (SP) y ultra precisión (UP). Seleccione el grado de precisión, de acuerdo a al requerimiento de la aplicación.



### (1) Grado de Precisión de las Guías No Intercambiables

Tabla 2-5-3 Grados de Precisión

Unidad: mm

Item	WE - 27, 35				
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)	Super Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.04	0 - 0.04	0 - 0.02	0 - 0.01
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.04	0 - 0.04	0 - 0.02	0 - 0.01
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.015	0.007	0.005	0.003
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.015	0.007	0.005	0.003
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-5-5				
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-5-5				

### (2) Grado de Precisión de las Guías Intercambiables

Tabla 2-5-4 Grados de Precisión

Unidad: mm

Item	WE - 27, 35		
	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.1	± 0.04	± 0.02
Tolerancia de Ancho N	± 0.1	± 0.04	± 0.02
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.015	0.007
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.015	0.007
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-5-5		
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-5-5		

# Guías Lineales

## Serie WE

### (3) Precisión de Paralelismo

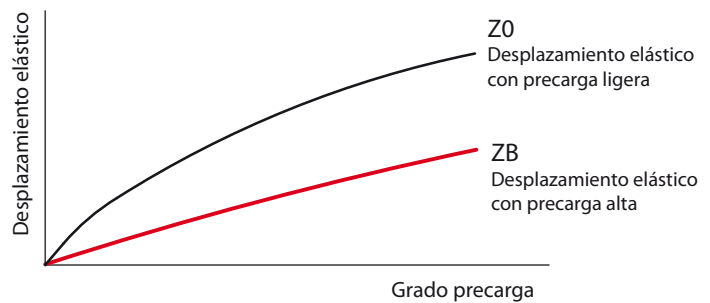
Tabla 2-5-5 Precisión de Paralelismo

Longitud de Raíl (mm)	Precisión ( $\mu\text{m}$ )				
	C	H	P	SP	UP
~ 100	12	7	3	2	2
100 ~ 200	14	9	4	2	2
200 ~ 300	15	10	5	3	2
300 ~ 500	17	12	6	3	2
500 ~ 700	20	13	7	4	2
700 ~ 900	22	15	8	5	3
900 ~ 1,100	24	16	9	6	3
1,100 ~ 1,500	26	18	11	7	4
1,500 ~ 1,900	28	20	13	8	4
1,900 ~ 2,500	31	22	15	10	5
2,500 ~ 3,100	33	25	18	11	6
3,100 ~ 3,600	36	27	20	14	7
3,600 ~ 4,000	37	28	21	15	7

## 2-5-6 Precarga

### (1) Definición

La precarga es una carga que actúa en el interior del patín sobre los elementos de rodadura, para eliminar el juego y aumentar la rigidez del patín, pero manteniendo la precisión. Para ello se utilizan bolas sobredimensionadas. El gráfico muestra la carga que es multiplicada por la precarga, la rigidez es el doble, y la desviación se reduce al 50%. La figura muestra cómo la precarga mejora la rigidez.



### (2) Grados de Precarga

HIWIN ofrece tres grados de precarga estándar, para diferentes aplicaciones y condiciones.

Tabla 2-5-6 Grados de Precarga

Grado	Código	Precarga	Condición
Precarga Ligera	Z0	0- 0.02C	Ciertas direcciones de carga. Requerimientos de precisión baja.
Precarga Media	ZA	0.03C-0.05C	Requerimientos de Precisión alta.
Precarga Alta	ZB	0.06C- 0.08C	Alta rigidez, aplicaciones con impactos y vibraciones.

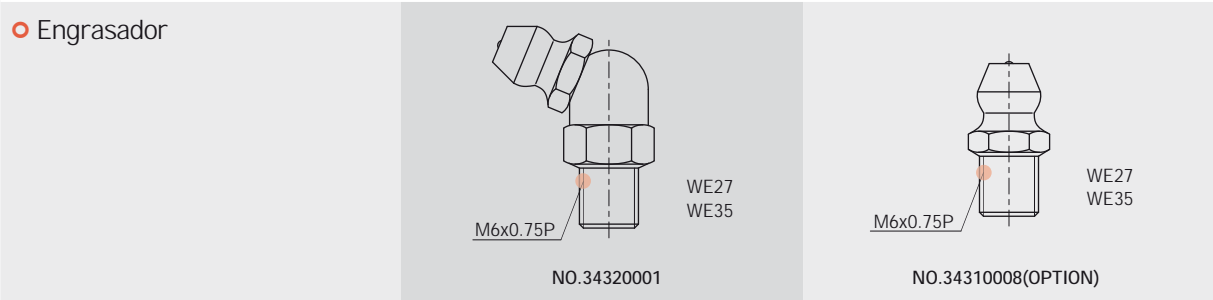
  

Grado	Intercambiable	No Intercambiable
Precarga	Z0, ZA	Z0, ZA, ZB

Nota: La letra "C" en la columna de la precarga hace referencia a la capacidad de carga dinámica.

## 2-5-7 Lubricación

### (1) Grasa



### ○ Posiciones de Montaje del Engrasador

La posición estándar de montaje para el engrasador es a ambos extremos del patín, pero el engrasador puede ser montado también a los lados. Para el montaje lateral, recomendamos que el engrasador se monte en la cara de N° Referencia del patín.

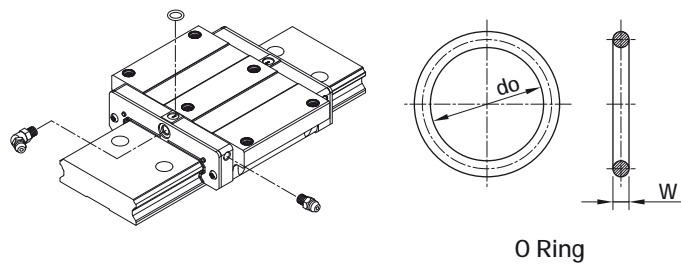
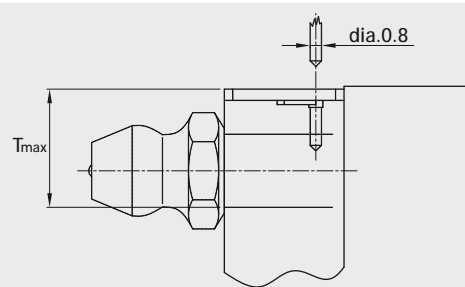


Tabla 2-5-7 Dimensión del "O- Ring" y Profundidad máxima de Perforación

Tamaño	O-Ring		Orificio de lubricación en la parte superior: profundidad máx. de perforación $T_{max}$
	do	W	
	(mm)	(mm)	(mm)
WE 27	4.5 ± 0.15	1.5 ± 0.15	8.4
WE 35	4.5 ± 0.15	1.5 ± 0.15	10.2



### ○ Cantidad de Grasa por Patín

Tabla 2-5-8 Cantidad de Grasa por Patín

Tamaño	Cargas Pesadas (cm <sup>3</sup> )
WE 27	3.6
WE35	9.5

### ○ Frecuencia de Reposición

Compruebe la grasa cada 100km o cada 3-6 meses.

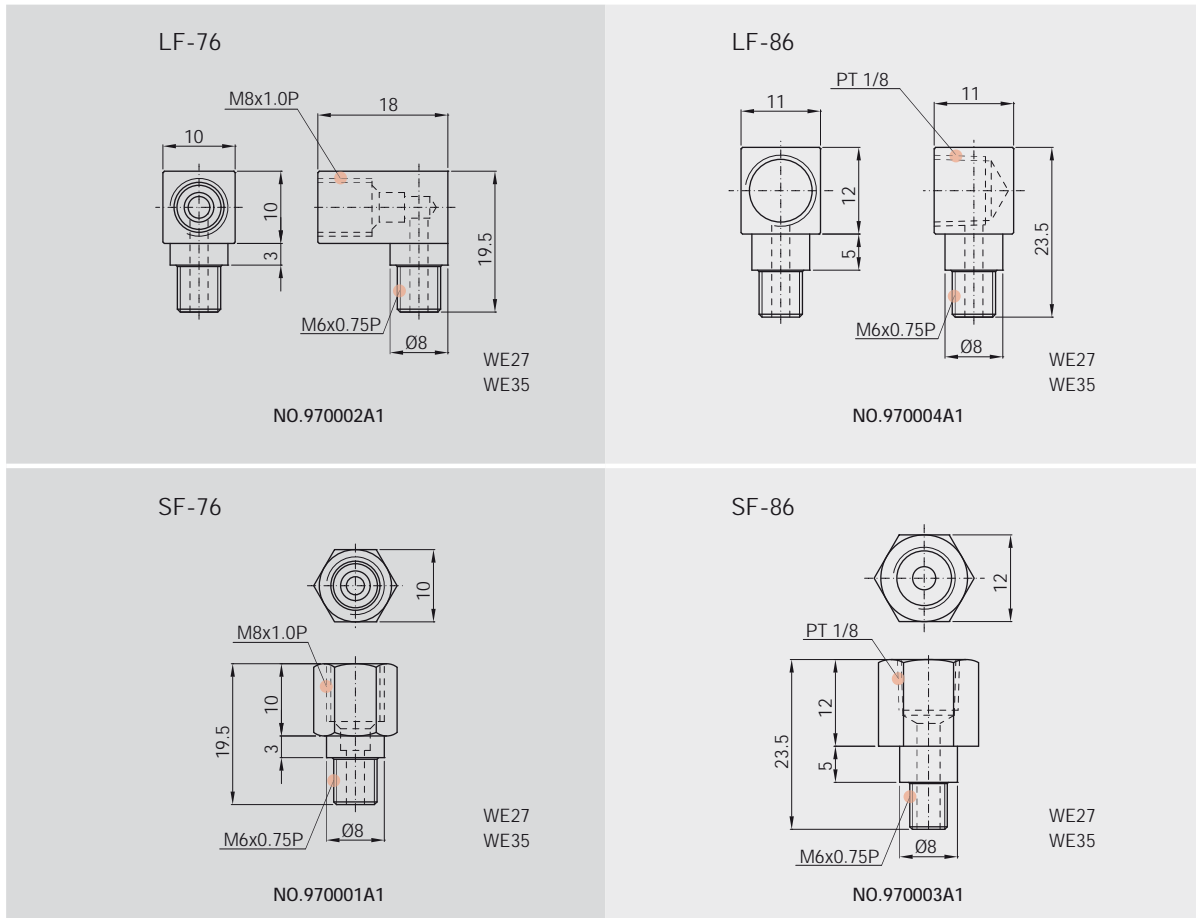
# Guías Lineales

## Serie WE

### (2) Aceite

La viscosidad recomendada del aceite está entre 30-150 cSt.

### Adaptadores Especiales para Lubricación por Aceite



### Frecuencia de Reposición de Aceite

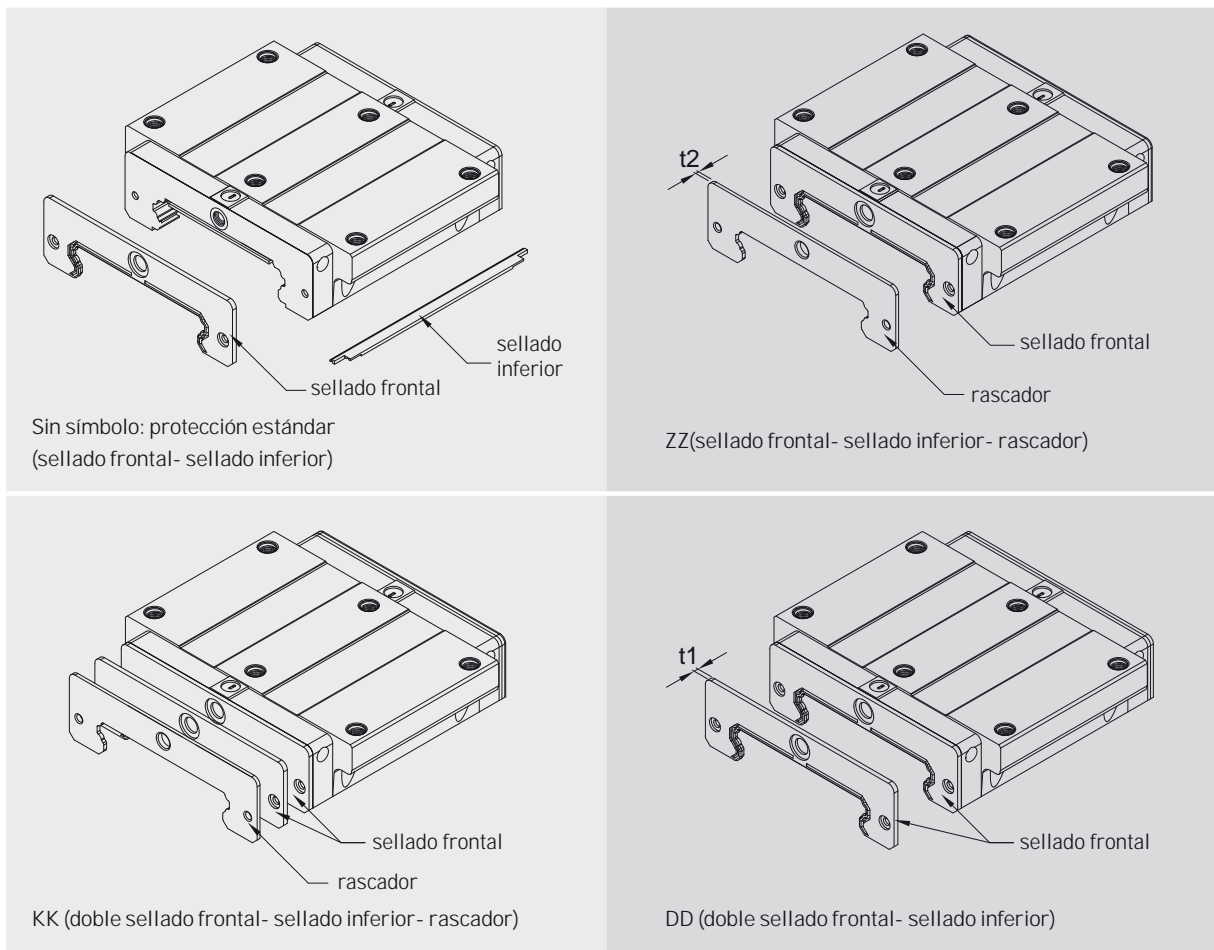
Tabla 2-5-9 Frecuencia de Reposición de Aceite

Tamaño	Cantidad y Frecuencia (cm <sup>3</sup> /hr)
WE 27	0.2
WE 35	0.3

## 2-5-8 Protección Contra el Polvo

### (1) Código de Accesorios

Si necesita alguno de los siguientes accesorios, por favor, añada la referencia al modelo de patín:



### (2) Sellado Frontal y Sellado Inferior

Para prevenir la reducción de la vida útil causada por las virutas de hierro o el polvo que entra en los patines.

### (3) Doble Sellado

Mejora la estanqueidad del patín, evitando que penetre en él cualquier tipo de partícula extraña al sistema.

Tabla 2-5-10 Dimensiones del Sellado Frontal

Tamaño	Grosor (t1) (mm)
WE 27	2
WE 35	2

## Guías Lineales

### Serie WE

#### (4) Rascador

El rascador remueve virutas de hierro de alta temperatura y partículas de gran tamaño.

Tabla 2-5-11 Dimensiones del Rascador

Tamaño	Grosor (t2) (mm)
WE 27	1
WE 35	1.5

#### (5) Tapones para Raíles

Los tapones son utilizados para cubrir los orificios de fijación de las guías, para evitar que se recojan virutas u otras partículas en los orificios. Los tapones se envían con cada rail.

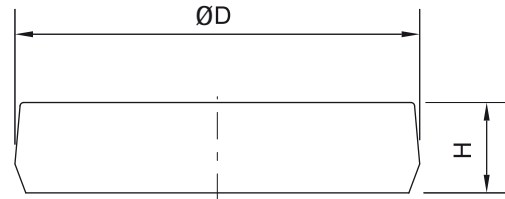


Tabla 2-5-12 Dimensiones de los Tapones

Tamaño raíl	Tamaño del tornillo	Diámetro (D) (mm)	Grosor (H) (mm)
WER27R	M4	7.65	1.1
WER35R	M6	11.20	2.5

### 2-5-9 Fricción

El valor máximo de fricción por cada sellado se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 2-5-13 Resistencia del Sellado

Tamaño	Resistencia N (kgf)
WE27	2.94 (0.3)
WE35	3.92 (0.4)

Nota: 1kgf=9.81N

### 2-5-10 Tolerancias Admisibles de las Superficies de Montaje

Debido al diseño de arco circular, la serie WE puede compensar algunos errores y defectos de precisión de las superficies de montaje, manteniendo un movimiento lineal suave.

Mientras que sean aplicados los requerimientos de precisión para el montaje, se puede obtener alto grado de precisión y rigidez sin dificultad. Para satisfacer las necesidades de una fácil y rápida instalación, HIWIN ofrece un tipo de precarga normal, debido a su gran capacidad de absorción de las desviaciones provocadas por la insuficiente precisión de las superficies de montaje.

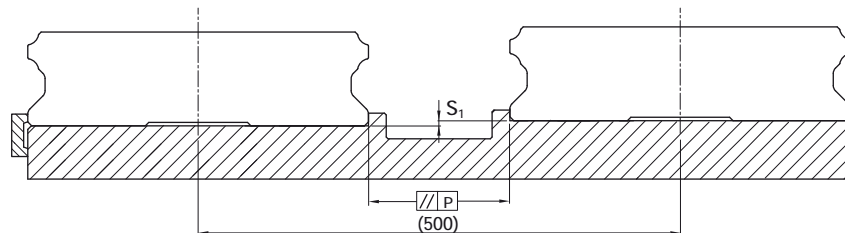


Tabla 2-5-14 Máxima Tolerancia de Paralelismo (P)

Unidad:  $\mu\text{m}$

Tamaño	Grados de Precarga		
	Z0	ZA	ZB
WE27	25	20	-
WE35	30	22	20



**Tabla 2-5-15 Tolerancia Máxima de Referencia de Altura de Superficies (S<sub>1</sub>)**

Unidad:  $\mu\text{m}$

Tamaño	Grados de Precarga		
	Z0	ZA	ZB
WE27	130	85	-
WE35	130	85	70

### 2-5-11 Precauciones de Instalación

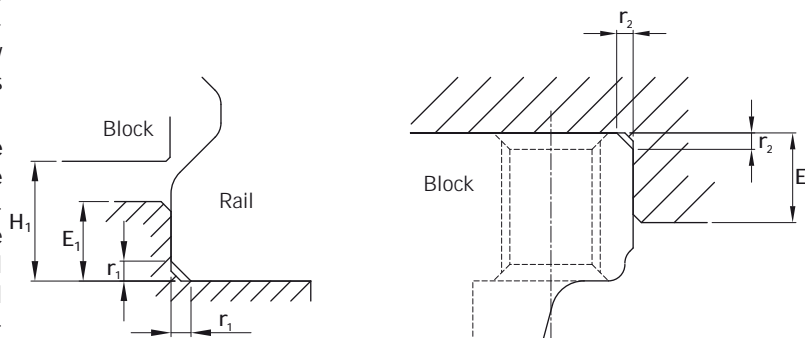
El montaje de las guías lineales deberá efectuarse muy meticulosamente, en especial, en máquinas de alta precisión. En estos casos deberán tenerse en cuenta, los puntos que se citan a continuación:

**Radios de Acuerdo:** las superficies de referencia no tienen suficiente contacto con los radios de acuerdo de la superficie de montaje ya que son mayores que los chaflanes, tanto en guías como en patines. Por ello los radios de acuerdo siempre deben seguir las prescripciones de las guías correspondientes.

**Perpendicularidad de las caras de Referencia:** cuando las caras de referencia de la superficie de montaje no poseen un ángulo recto para las superficies de referencia de los raíles y patines, ambas superficies no tienen una unión positiva después del montaje. Por ello deberán evitarse desviaciones del ángulo recto.

**Dimensiones de las Caras de Referencia:** en la configuración de las caras de referencia habrá que planificar meticulosamente su altura y su espesor. Una cara de referencia demasiado alta puede llegar a tocar el bloque. Por el contrario, a falta de altura de las caras de referencias, las superficies correspondientes del bloque y de los raíles no podrán ser unidas positivamente como lo necesitan.

**Tolerancias de medidas entre caras de referencia y el punto de Fijación:** en una desviación demasiado grande de la medida entre las superficies de referencia del raíl y el patín así como también del punto de sujeción, las caras de referencia no tienen unión positiva.



**Tabla 2-5-16 Radios de Acuerdo y Uniones**

Unidad: mm

Tamaño	Máx. radio de uniones $r_1$ (mm)	Máx. radio en uniones $r_2$ (mm)	Perpendicularidad de las caras de referencia $E_1$ (mm)	Perpendicularidad de las caras de referencia $E_2$ (mm)	Holgura bajo el patín $H_1$ (mm)
WE27	0.5	0.4	2.5	7.0	4.0
WE35	0.5	0.5	2.5	10.0	4.0

#### (2) Par de Apriete para Tornillos de Fijación

Un par de apriete inapropiado puede influir muy negativamente en la precisión de las guías lineales. El par de apriete correspondiente a cada tamaño se muestra a continuación.

**Tabla 2-5-17 Par de Apriete**

Tamaño	Tamaño del tornillo	Torque N-cm(kgf-cm)		
		Acero	Fundición	Aluminio
WE27	M4×0.7P×16L	392(40)	274(28)	206(21)
WE35	M6×1P×20L	1373(140)	921(100)	686(70)

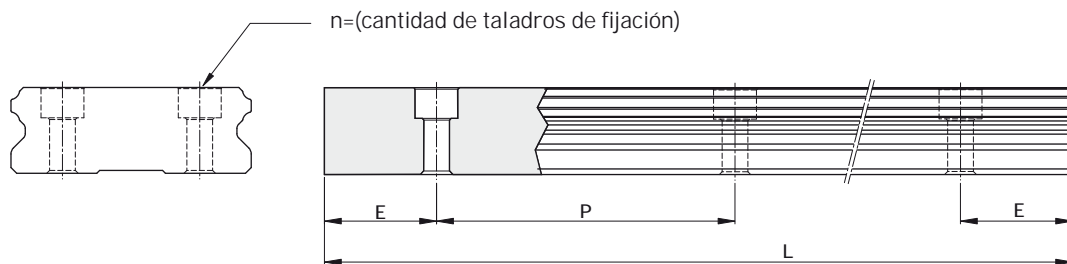
Nota: 1 kgf = 9.81 N

# Guías Lineales

## Serie WE

### 2-5-12 Longitud Estándar y Máxima de Raíl

HIWIN ofrece medidas estándar de raíles y también medidas acordes a las necesidades de cada cliente. En este último caso, el valor de la cota E no debería ser mayor a la mitad del paso (P). Esto evitaría un final de raíl inestable.



$$L = (n - 1) \times P + 2 \times E \quad \dots \dots \dots \text{Ec.2.3}$$

- L : longitud total (mm)
- n : cantidad de taladros de fijación
- P : distancia de centro a centro de dos taladros consecutivos (mm)
- E : distancia entre el centro del último taladro hasta el corte (mm)

**Tabla 2-5-18 Raíl Longitud Máxima y Estándar**

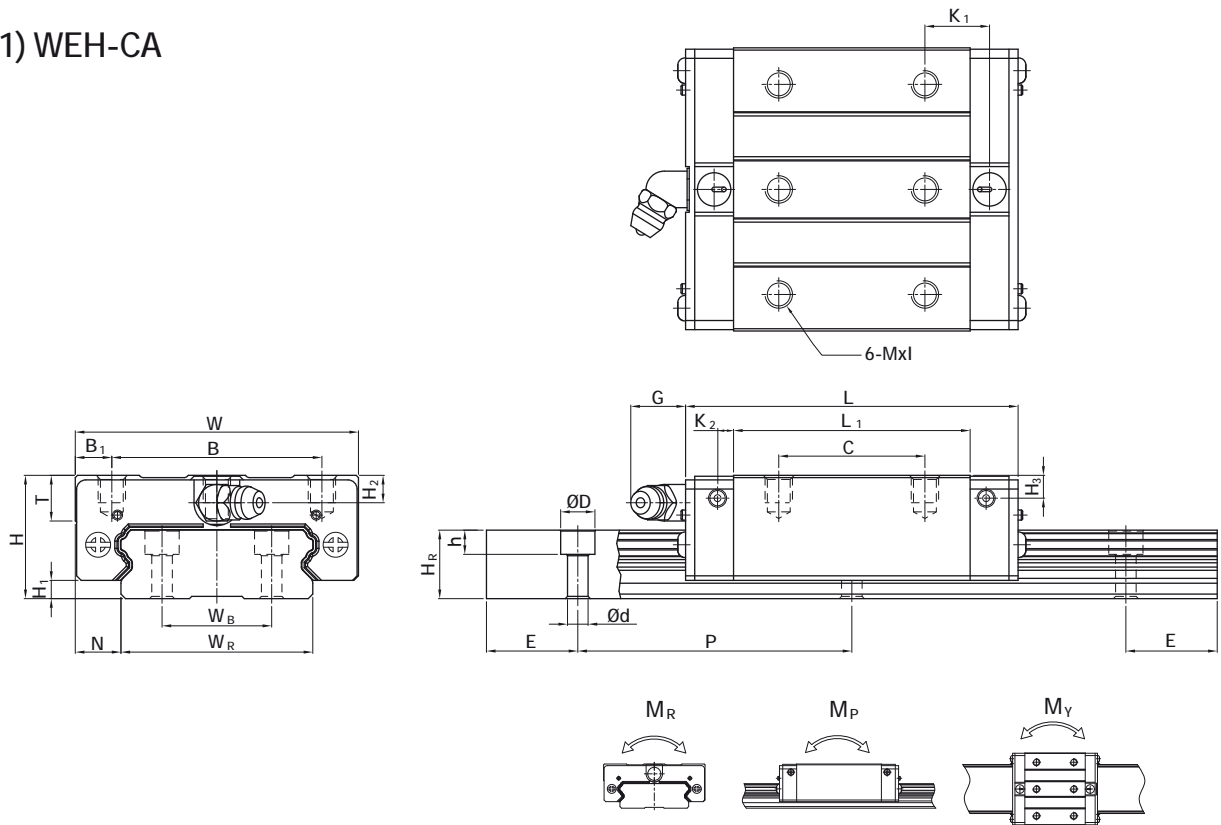
Unidad: mm

Item	WER27	WER35
Longitud estándar L(n)	220 (4)	280 (4)
	280 (5)	440 (6)
	340 (6)	600 (8)
	460 (8)	760 (10)
	640 (11)	1000 (13)
	820 (14)	1,640 (21)
	1,000 (17)	2,040 (26)
	1,240 (21)	2,520 (32)
	1,600 (27)	3,000 (38)
Paso (P)	60	80
Distancia al centro del último taladro (E <sub>c</sub> )	20	20
Longitud máxima estándar	4,000 (67)	3,960 (50)
Longitud máxima	4,000	4,000

- Nota :
1. La tolerancia de corte E para raíl estándar es de 0.5--0.5mm. Y la tolerancia de corte E para raíles de unión es de 0--0.3mm.
  2. longitud máxima estándar significa, longitud máxima total con igual valor E en los dos extremos.
  3. Si necesita un valor E diferente, por favor consulte con su proveedor GAES.

## 2-5-13 Dimensiones de la Serie WE de HIWIN

### (1) WEH-CA



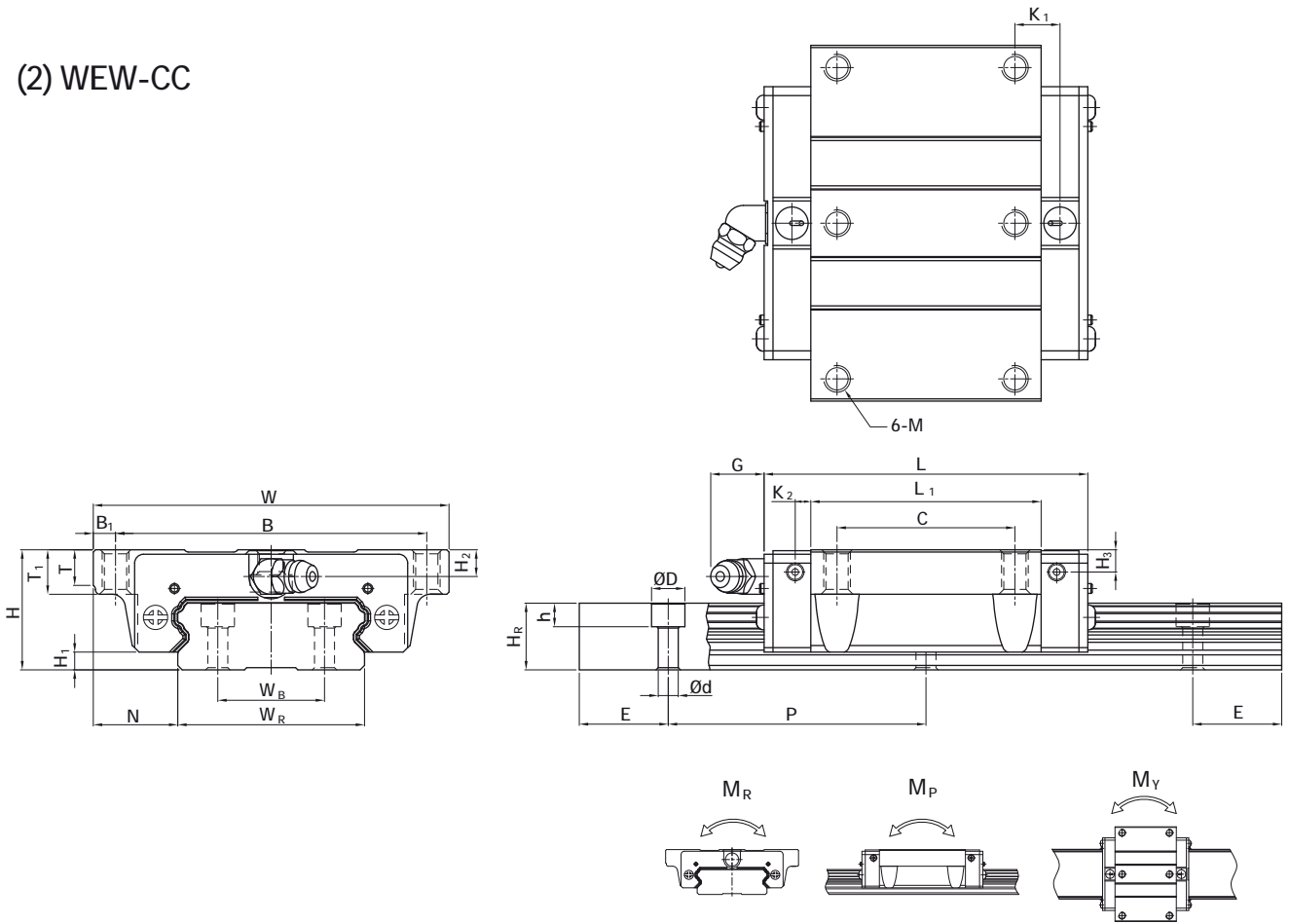
Modelo N°.	Dimensiones (mm)			Dimensiones del Patín (mm)										Dimensiones del Raíl (mm)										Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	Capacidad de Carga Estática Co (kN)	Máximo Momento Estático			Peso		
	H	H1	N	W	B	B1	C	L1	L	K1	K2	G	MxI	T	H2	H3	WR	WB	HR	D	h	d	P				E	MR	MP	MY	Patín	Raíl
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm				mm	kN-m	kN-m	kN-m	kg	kg/m
WEH27CA	27	4	10	62	46	8	32	51.8	72.8	14.15	3.5	12	M6x6	10	6	5	42	24	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	12.4	21.6	0.42	0.17	0.17	0.35	4.7
WEH35CA	35	4	15.5	100	76	12	50	77.6	102.6	18.1	5.25	12	M8x8	13	8	6.5	69	40	19	11	9	7	80	20	M6x20	29.8	49.4	1.48	0.67	0.67	1.1	9.7

Nota : 1 kgf = 9.81 N

# Guías Lineales

## Serie WE

(2) WEW-CC



Modelo N°.	Dimensiones (mm)			Dimensiones del Patín (mm)										Dimensiones del Rail (mm)						Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	Capacidad de Carga Estática Co (kN)	Máximo Momento Estático			Peso							
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	G	M	T	T <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	W <sub>R</sub>	W <sub>B</sub>				H <sub>R</sub>	D	h	d	P	E	M <sub>R</sub> (kN-m)	M <sub>P</sub> (kN-m)	M <sub>Y</sub> (kN-m)	Patín (kg)	Rail (kg/m)
WEW27CC	27	4	19	80	70	5	40	51.8	72.8	10.15	3.5	12	M6	8	10	6	5	42	24	15	7.5	5.3	4.5	60	20	M4x16	12.4	21.6	0.42	0.17	0.17	0.43	4.7
WEW35CC	35	4	25.5	120	107	6.5	60	77.6	102.6	13.35	5.25	12	M8	11.2	14	8	6.5	69	40	19	11	9	7	80	20	M6x20	29.8	49.4	1.48	0.67	0.67	1.26	9.7

Nota : 1 kgf = 9.81 N

# Guías Lineales

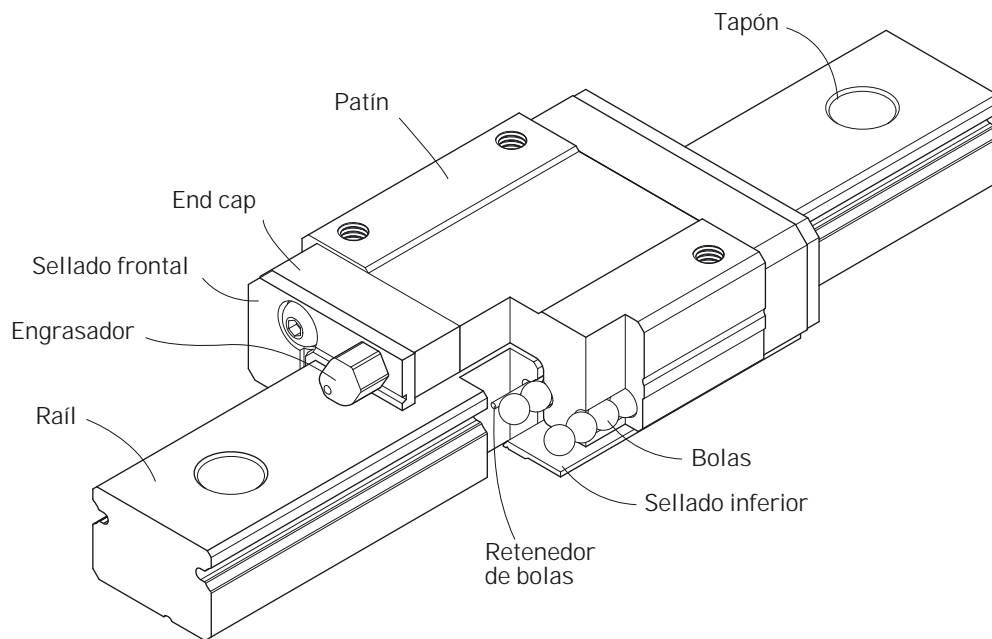
## Serie MG

### 2-6 Serie MG- Guías Lineales Miniatura

#### 2-6-1 Características de la Serie MGN

1. Pequeña y ligera de peso, apropiada para aplicaciones miniatura.
2. El acero tanto del patín como del raíl, es un acero resistente a la oxidación. Esto incluye también las bolas, y el retenedor. Apropia para aplicaciones que requieran componentes anticorrosivos.
3. Versión con todos sus componentes metálicos en acero inoxidable disponible.
4. Diseñada con el principio de arco circular, lo cual le permite soportar cargas en dirección radial, radial inversa y lateral, mayor rigidez y alto grado de precisión, con un movimiento suave.

#### 2-6-2 Construcción de la Serie MG



- Sistema de recirculación de bolas: patín, raíl, end- cap, y retenedor de bolas.
- Sistema de lubricación: engrasador para MGN15. Para tamaños más pequeños se puede utilizar pistola de engrase.
- Sistema de protección anti-polvo: sellado frontal, sellado inferior (tamaños opcionales 9-12 y 15) tapones (tamaño 12 y 15).

## Guías Lineales

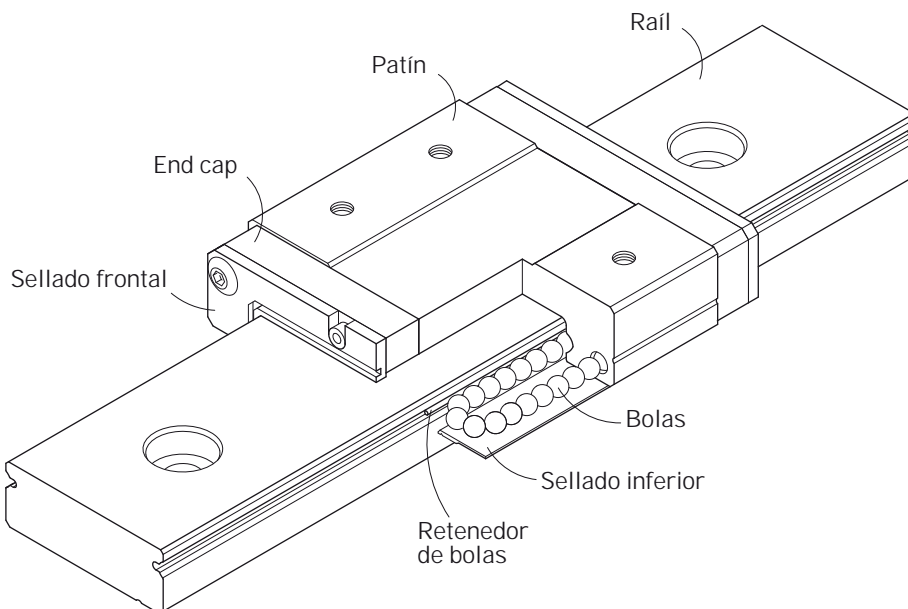
### Serie MG

#### 2-6-3 Características de la Serie MGW

Este tipo, tiene un raíl y un patín más ancho y más largo para poder soportar mayores cargas y momentos de carga:

1. Pequeña y ligera de peso.
2. El acero tanto del patín como del raíl, es un acero resistente a la oxidación. Esto incluye también las bolas, y el retenedor. Apropiaada para aplicaciones que requieran componentes anticorrosivos.
3. Versión con todos sus componentes metálicos en acero inoxidable disponible.
4. Diseñada con el principio de arco circular, lo cual le permite soportar cargas en dirección radial, radial inversa y lateral, mayor rigidez y alto grado de precisión, con un movimiento suave.

#### 2-6-4 Construcción de la Serie MGW



- Sistema de recirculación de bolas: patín, raíl, end- cap, y retenedor de bolas.
- Sistema de lubricación: engrasador para MGW15. Para tamaños más pequeños se puede utilizar pistola de engrase.
- Sistema de protección anti-polvo: sellado frontal, sellado inferior (tamaños opcionales 9-12 y 15) tapones (tamaño 12 y 15).

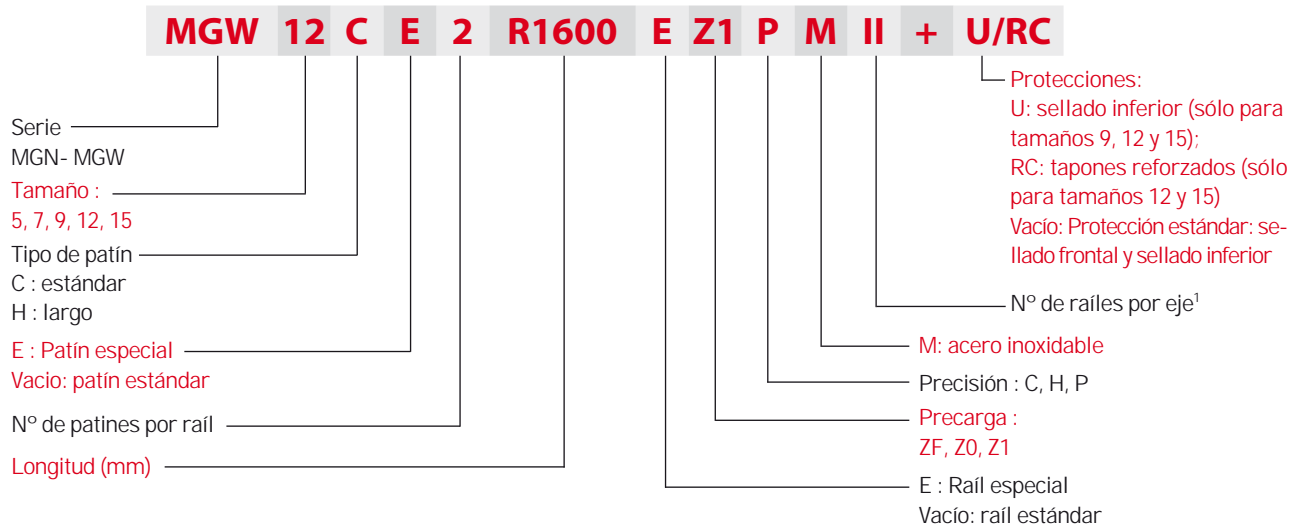
#### 2-6-5 Aplicaciones

Las Series MGN/ MGW pueden utilizarse en diversas aplicaciones, tales como: robots, dispositivos de ensayo, equipos de medición, aparatos para medicina y de laboratorio.

#### 2-6-6 Serie MGN/ MGW Modelos

Las series MGN/ MGW pueden ser clasificadas en tipo No Intercambiable e Intercambiable. Los tamaños son idénticos. La única diferencia entre los dos tipos es que en el tipo intercambiable, tanto las guías y los patines pueden intercambiarse libremente, y su precisión puede alcanzar el grado P. Las referencias de las series MGN/ MGW indican el tamaño, tipo, precisión, precarga, etc.

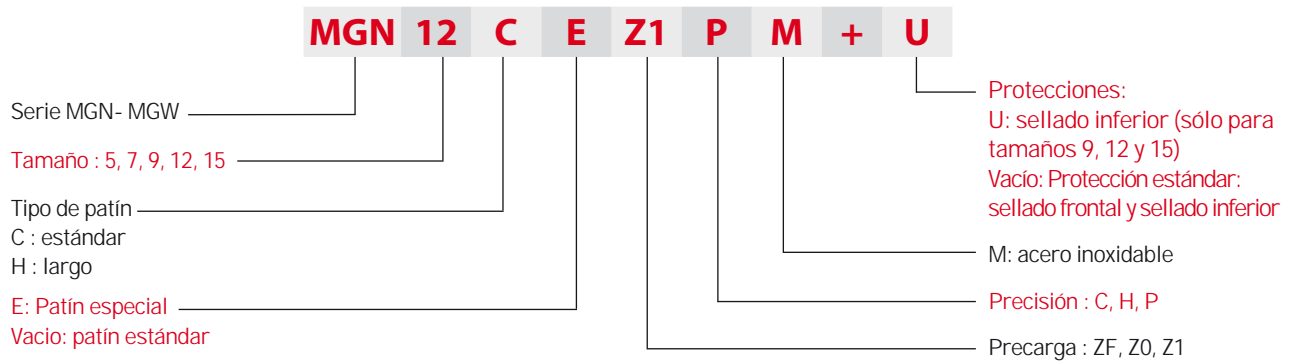
(1) Tipo No Intercambiable



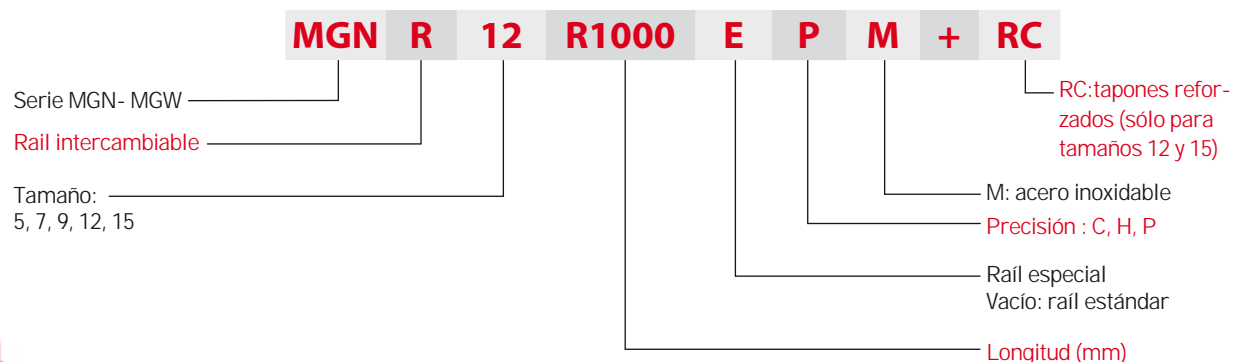
Nota: 1. Los números romanos indican un par de railes.  
 2. Sellado frontal disponible para MGN & MGW 9,12,15.

(2) Tipo Intercambiable

○ Modelo de Referencia del Patín de la Serie MG



○ Modelo de Referencia del Raíl de la Serie MG

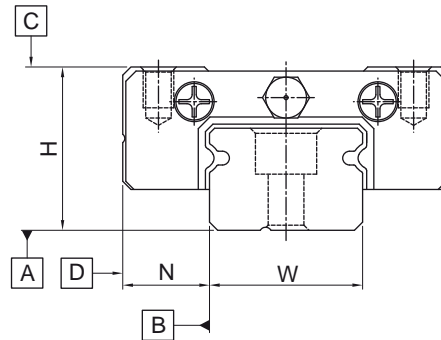


# Guías Lineales

## Serie MG

### 2-6-7 Grados de Precisión

Los grados de precisión de la serie MG pueden ser clasificados en normal (C), alta (H), precisión (P). Seleccione el grado de precisión, de acuerdo a al requerimiento de la aplicación.



#### (1) Grado de Precisión de las Guías No Intercambiables

Los valores de precisión se toman en la parte central de cada bloque.

Tabla 2-6-1 Grados de Precisión

Unidad: mm

Grados de Precisión	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.04	± 0.02	± 0.01
Tolerancia de Ancho N	± 0.04	± 0.025	± 0.015
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.03	0.015	0.007
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.02	0.01
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-6-3		
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-6-3		

#### (2) Grado de Precisión de las Guías Intercambiables

La variación de la altura entre los tipos intercambiables y no intercambiables, es mínimo.

Tabla 2-6-2 Grados de Precisión

Unidad: mm

Grados de Precisión	Normal (C)	Alto (H)	Precisión (P)	
Tolerancia de altura H	± 0.04	± 0.02	± 0.01	
Tolerancia de Ancho N	± 0.04	± 0.025	± 0.015	
Un conjunto	Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.03	0.015	0.007
	Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.03	0.02	0.01
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl (Master Rail)	0.07	0.04	0.02	
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-6-3			
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-6-3			



### (3) Precisión de Paralelismo

El paralelismo en ejecución C a A y D a B están relacionados con la longitud del carril.

**Tabla 2-6-3 Precisión de Paralelismo**

Longitud de Raíl (mm)	Precisión (µm)			Longitud de Raíl (mm)	Precisión (µm)		
	(C)	(H)	(P)		(C)	(H)	(P)
~ 50	12	6	2	315 ~ 400	18	11	6
50 ~ 80	13	7	3	400 ~ 500	19	12	6
80 ~ 125	14	8	3.5	500 ~ 630	20	13	7
125 ~ 200	15	9	4	630 ~ 800	22	14	8
200 ~ 250	16	10	5	800 ~ 1,000	23	16	9
250 ~ 315	17	11	5	1,000 ~ 1,200	25	18	11

### 2-6-8 Precarga

La serie MGN- MGW ofrece tres niveles de precarga para diferentes aplicaciones.

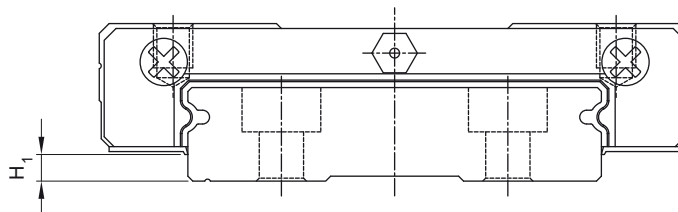
**Tabla 2-6-4 Grados de Precarga**

Grado	Código	Precarga	Precisión
Sin Precarga	ZF	holgura 4-10µm	C
Precarga Muy Ligera	Z0	0	C~P
Precarga Ligera	Z1	0.02C	C~P

Nota: la letra "C" en la columna de la precarga hace referencia a la capacidad de carga dinámica.

### 2-6-9 Accesorios de Protección Contra el Polvo

Sellados frontales y el resto de accesorios estándar pueden prevenir la entrada de polvo u otros agentes extraños al patín. Se puede solicitar sellados inferiores como opción en los tamaños 9, 12 y 15. Los tamaños más pequeños no ofrecen esta opción debido al espacio limitado H<sub>1</sub>.



**Tabla 2-6-5**

Tamaño	Sellado Inferior	H <sub>1</sub> mm
MGN 5	-	-
MGN 7	-	-
MGN 9	●	1.2
MGN 12	●	2.2
MGN 15	●	3.2
MGW 5	-	-
MGW 7	-	-
MGW 9	●	2.1
MGW 12	●	2.6
MGW 15	●	2.6

# Guías Lineales

## Serie MG

### 2-6-10 Precauciones de Instalación

- Radios de Acuerdo y Uniones

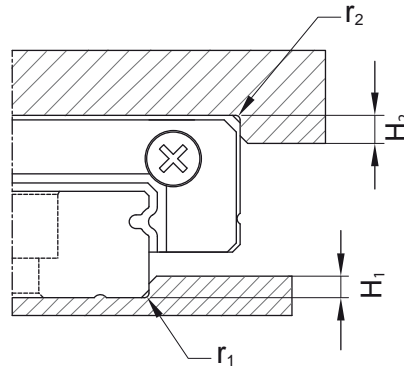


Tabla 2-6-6 Radios de Acuerdo y Uniones

Tamaño	Máx. radio de uniones $r_1$ (mm)	Máx. radio en uniones $r_2$ (mm)	Perpendicularidad de las caras de referencia $H_1$ (mm)	Perpendicularidad de las caras de referencia $H_2$ (mm)
MGN 5	0.1	0.2	1.2	2
MGN 7	0.2	0.2	1.2	3
MGN 9	0.2	0.3	1.7	3
MGN 12	0.3	0.4	1.7	4
MGN 15	0.5	0.5	2.5	5
MGW 5	0.1	0.2	1.2	2
MGW 7	0.2	0.2	1.7	3
MGW 9	0.3	0.3	2.5	3
MGW 12	0.4	0.4	3	4
MGW 15	0.4	0.8	3	5

- Par de Apriete para Tornillos de Fijación

Un par de apriete inapropiado puede influir muy negativamente en la precisión de las guías lineales. El par de apriete correspondiente a cada tamaño se muestra a continuación:

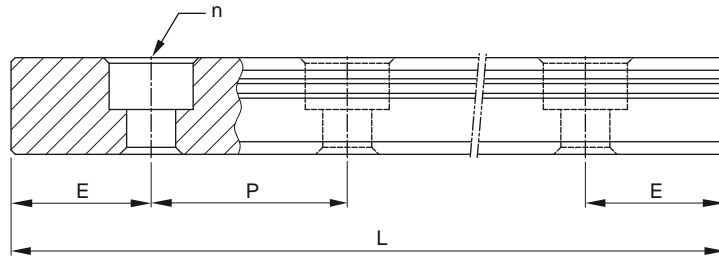
Tabla 2-6-7 Par de Apriete

Tamaño	Tamaño del tornillo	Torque N-cm(kgf-cm)		
		Acero	Fundición	Aluminio
MGN5	M2×0.4P×6L	57(5.9)	39.2(4)	29.4(3)
MGN7	M2×0.4P×6L	57(5.9)	39.2(4)	29.4(3)
MGN9	M3×0.5P×8L	186(19)	127(13)	98(10)
MGN12	M3×0.5P×8L	186(19)	127(13)	98(10)
MGN15	M3×0.5P×10L	186(19)	127(13)	98(10)
MGW5	M2.5×0.45P×7L	118(12)	78.4(8)	58.8(6)
MGW7	M3×0.5P×6L	186(19)	127(13)	98(10)
MGW9	M3×0.5P×8L	186(19)	127(13)	98(10)
MGW12	M4×0.7P×8L	392(40)	274(28)	206(21)
MGW15	M4×0.7P×10L	392(40)	274(28)	206(21)

Nota : 1 kgf = 9.81 N

## 2-6-11 Longitud Estándar y Máxima de Raíl

HIWIN ofrece medidas estándar de raíles y también medidas acordes a las necesidades de cada cliente. En este último caso, el valor de la cota E no debería ser mayor a la mitad del paso (P). Esto evitaría un final de raíl inestable.



$$L = (n - 1) \times P + 2 \times E \quad \text{Ec.2.4}$$

- L : longitud total (mm)
- n : cantidad de taladros de fijación
- P : distancia de centro a centro de dos taladros consecutivos (mm)
- E : distancia entre el centro del último taladro hasta el corte (mm)

Tabla 2-6-8

Unidad: mm

Item	MGNR	MGNR	MGNR	MGNR	MGNR	MGWR	MGWR	MGWR	MGWR	MGWR
	5M	7M	9M	12M	15M	5M	7M	9M	12M	15M
Longitud estándar L(n)	40 (3)	40 (3)	55 (3)	70 (3)	70 (2)	50 (3)	80 (3)	80 (3)	110 (3)	110 (3)
	55 (4)	55 (4)	75 (4)	95 (4)	110 (3)	70 (4)	110 (4)	110 (4)	150 (4)	150 (4)
	70 (5)	70 (5)	95 (5)	120 (5)	150 (4)	90 (5)	140 (5)	140 (5)	190 (5)	190 (5)
	100 (7)	85 (6)	115 (6)	145 (6)	190 (5)	110 (6)	170 (6)	170 (6)	230 (6)	230 (6)
	130 (9)	100 (7)	135 (7)	170 (7)	230 (6)	130 (7)	200 (7)	200 (7)	270 (7)	270 (7)
	160 (11)	130 (9)	155 (8)	195 (8)	270 (7)	150 (8)	260 (9)	230 (8)	310 (8)	310 (8)
			175 (9)	220 (9)	310 (8)	170 (9)		260 (9)	350 (9)	350 (9)
			195 (10)	245 (10)	350 (9)			290 (10)	390 (10)	390 (10)
			275 (14)	270 (11)	390 (10)			350 (14)	430 (11)	430 (11)
			375 (19)	320 (13)	430 (11)			500 (19)	510 (13)	510 (13)
				370 (15)	470 (12)			710 (24)	590 (15)	590 (15)
				470 (19)	550 (14)			860 (29)	750 (19)	750 (19)
				570 (23)	670 (17)				910 (23)	910 (23)
			695 (28)	870 (22)				1070 (27)	1070 (27)	
Paso (P)	15	15	20	25	40	20	30	30	40	40
Distancia al centro del último taladro (E <sub>s</sub> )	5	5	7.5	10	15	5	10	10	15	15
Longitud máxima estándar	250 (17)	595 (40)	995 (40)	1995 (80)	1990 (50)	250 (13)	590 (20)	1190 (40)	1990 (50)	1990 (50)
Longitud máxima	250	600	1000	2000	2000	250	600	1200	2000	2000

- Nota:
1. La tolerancia de corte E para raíl estándar es de 0.5--0.5mm. Y la tolerancia de corte E para raíles de unión es de 0--0.3mm.
  2. Longitud máxima estándar significa, longitud máxima total con igual valor E en los dos extremos.
  3. Si necesita un valor E diferente, por favor consulte con su proveedor GAES.
  4. La letra "M" significa acero inoxidable.

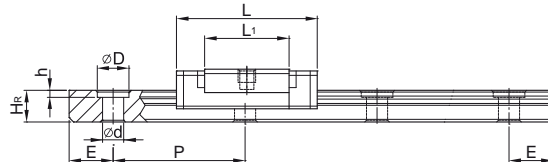
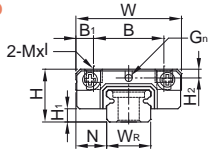
# Guías Lineales

## Serie MG

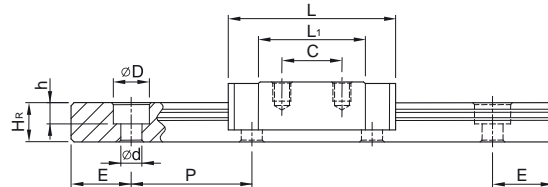
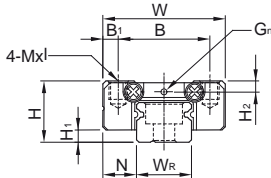
### 2-6-12 Dimensiones de la Serie MGN/ MGW de HIWIN

#### (1) MGN-C / MGN-H

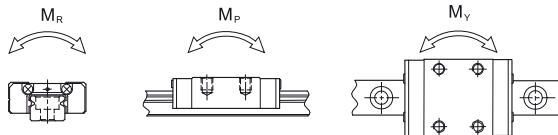
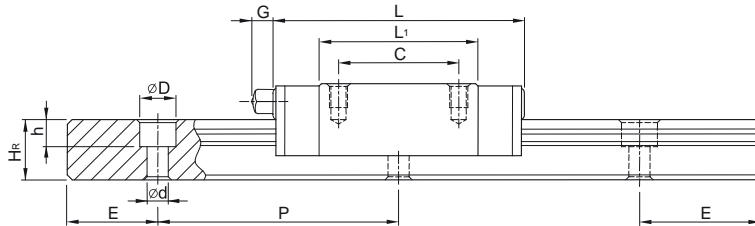
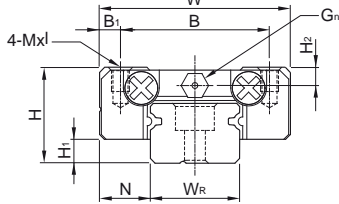
##### MGN5



##### MGN7, MGN9, MGN12



##### MGN15

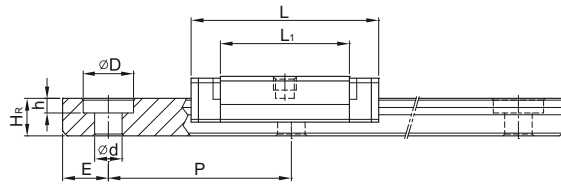
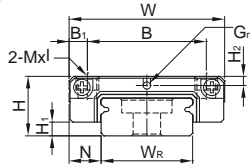


Modelo N°.	Dimensiones (mm)			Dimensiones del Patin (mm)										Dimensiones del Raíl (mm)					Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	Capacidad de Carga Estática C <sub>0</sub> (kN)	Máximo Momento Estático			Peso			
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	G	G <sub>n</sub>	Mxl	H <sub>2</sub>	W <sub>R</sub>	H <sub>R</sub>	D	h	d				P	E	M <sub>R</sub> (N-m)	M <sub>P</sub> (N-m)	M <sub>Y</sub> (N-m)	Patin (kg)	Raíl (kg/m)
MGN 5C	6	1.5	3.5	12	8	2	-	9.6	16	-	0.8	M2x1.5	1	5	3.6	3.6	0.8	2.4	15	5	M2x6	0.54	0.84	2	1.3	1.3	0.008	0.15
MGN 7C	8	1.5	5	17	12	2.5	8	13.5	22.5	-	Ø1.2	M2x2.5	1.5	7	4.8	4.2	2.3	2.4	15	5	M2x6	0.98	1.24	4.70	2.84	2.84	0.010	0.22
MGN 7H							13	21.8	30.8													1.37	1.96	7.64	4.80	4.80	0.015	
MGN 9C	10	2	5.5	20	15	2.5	10	18.9	28.9	-	Ø1.4	M3x3	1.8	9	6.5	6	3.5	3.5	20	7.5	M3x8	1.86	2.55	11.76	7.35	7.35	0.016	0.38
MGN 9H							16	29.9	39.9													2.55	4.02	19.60	18.62	18.62	0.026	
MGN 12C	13	3	7.5	27	20	3.5	15	21.7	34.7	-	Ø2	M3x3.5	2.5	12	8	6	4.5	3.5	25	10	M3x8	2.84	3.92	25.48	13.72	13.72	0.034	0.65
MGN 12H							20	32.4	45.4													3.72	5.88	38.22	36.26	36.26	0.054	
MGN 15C	16	4	8.5	32	25	3.5	20	26.7	42.1	4.5	M3	M3x4	3	15	10	6	4.5	3.5	40	15	M3x10	4.61	5.59	45.08	21.56	21.56	0.059	1.06
MGN 15H							25	43.4	58.8													6.37	9.11	73.50	57.82	57.82	0.092	

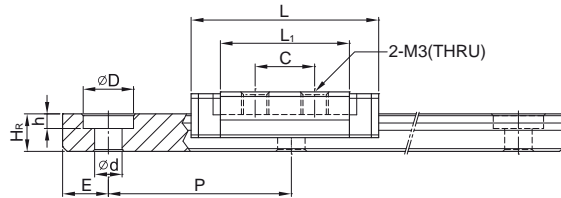
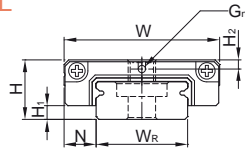
Nota : 1 kgf = 9.81 N

## (2) MGW-C / MGW-H

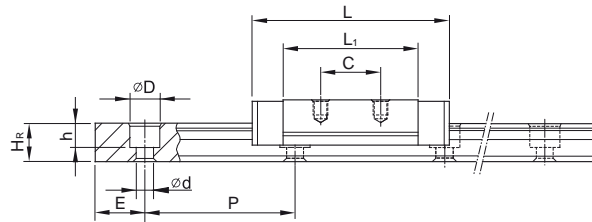
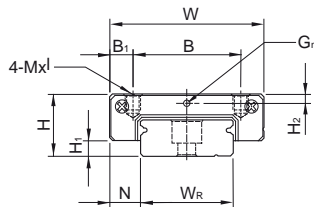
### MGW5C



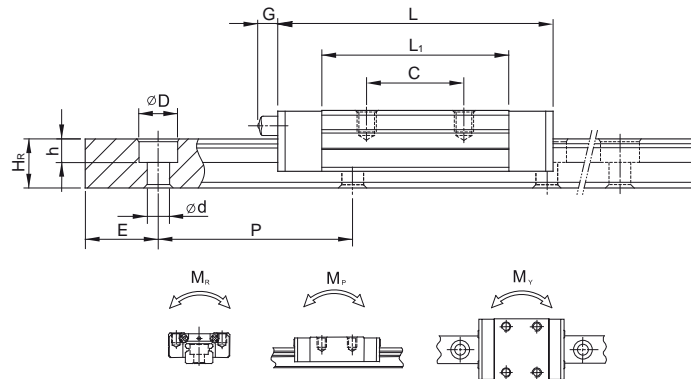
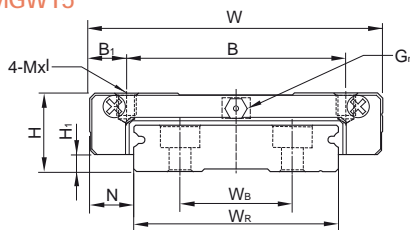
### MGW5CL



### MGW7, MGW9, MGW12



### MGW15



Modelo N°.	Dimensiones (mm)		Dimensiones del Patin (mm)										Dimensiones del Rail (mm)						Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C (kN)	Capacidad de Carga Estática C <sub>0</sub> (kN)	Máximo Momento Estático			Peso						
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	L <sub>1</sub>	L	G	G <sub>n</sub>	Mxl	H <sub>2</sub>	W <sub>R</sub>	W <sub>B</sub>	H <sub>R</sub>	D	h				d	P	E	M <sub>R</sub>	M <sub>P</sub>	M <sub>Y</sub>	Patin kg	Rail kg/m		
MGW 5C	6.5	1.5	3.5	17	13	2	-	14.1	20.5	-	Ø0.8	M2.5x1.5	1	10	-	4	5.5	1.6	3	20	5	M2.5x7	0.68	1.18	5.5	2.7	2.7	0.016	0.34		
MGW 5CL					-	-	6.5					M3-THRU																			
MGW 7C	9	1.9	5.5	25	19	3		10	21	31.2		Ø1.2	M3x3	1.85	14		5.2	6	3.2	3.5	30	10	M3x6	1.37	2.06	15.70	7.14	7.14	0.020	0.51	
MGW 7H								19	30.8	41																					
MGW 9C	12	2.9	6	30	21	4.5	12	27.5	39.3		Ø1.2	M3x3	2.4	18		7	6	4.5	3.5	30	10	M3x8	2.75	4.12	40.12	18.96	18.96	0.040	0.91		
MGW 9H								23	3.5														24	38.5	50.7						
MGW 12C	14	3.4	8	40	28	6		15	31.3	46.1		Ø1.2	M3x3.6	2.8	24		8.5	8	4.5	4.5	40	15	M4x8	3.92	5.59	70.34	27.80	27.80	0.071	1.49	
MGW 12H								28	45.6	60.4																					
MGW 15C	16	3.4	9	60	45	7.5		20	38	54.8		5.2	M3	M4x4.2	3.2	42	23	9.5	8	4.5	4.5	40	15	M4x10	6.77	9.22	199.34	56.66	56.66	0.143	2.86
MGW 15H								35	57	73.8																					

Nota : 1 kgf = 9.81 N

# Guías Lineales

## Serie RG

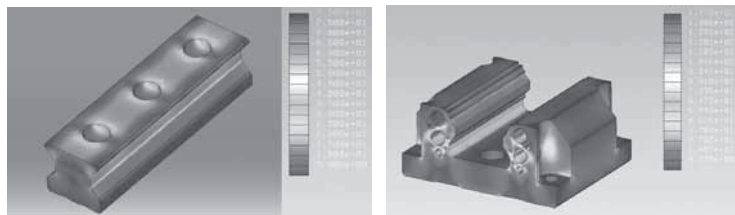
### 2-7 Serie RG- Guía de Rodillos de Alta Rigidez

#### 2-7-1 Ventajas y características

La nueva serie RG de HIWIN, tiene como característica principal que utiliza rodillos en vez de bolas, como elementos rodantes. La serie RG ofrece una alta rigidez y una muy alta capacidad de carga. La serie RG está diseñada con un ángulo de contacto de 45°, reduciendo así la deformación elástica que se produce en las superficies de contacto durante cargas muy elevadas, y ofreciendo un más alto grado de rigidez y de capacidad de carga en las cuatro direcciones.

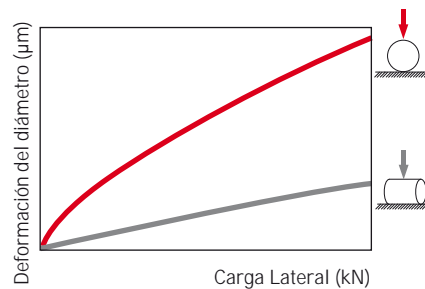
##### (1) Diseño Óptimo

Un análisis FEM fue realizado para determinar la estructura del patín y del rail. Su diseño único, del camino de rodadura permite a la serie RG realizar un recorrido más suave.



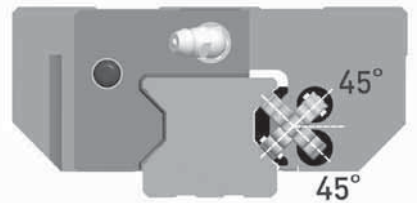
##### (2) Alta Rigidez

La serie RG utiliza rodillos como elementos rodantes. Los rodillos tienen una superficie de contacto mayor que las bolas, por eso la serie RG ofrece una, aún mayor capacidad de carga y rigidez que la serie HG. La figura muestra la rigidez de un rodillo y una bola bajo la acción de una misma carga.



##### (3) Alta Capacidad de Carga

Con cuatro hileras de rodillos dispuestas en un ángulo de contacto a 45°, la serie RG soporta cargas en dirección radial, radial inversa y lateral. La serie RG tiene mayor capacidad de carga que la serie HG.



##### (4) Mayor Vida Útil

La capacidad de carga dinámica (100 km) está calculada y cumple con la normativa ISO 14728-1. La carga efectiva afecta a la vida nominal de las guías lineales. Basándose en la carga dinámica y en la carga efectiva, la vida nominal puede ser calculada utilizando la ecuación 2.4. Esta fórmula es diferente a la utilizada para las guías lineales de recirculación de bolas:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100\text{km} = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 62\text{mile} \quad \text{Ec. 2.4}$$

Si se toman en cuenta factores ambientales como la dureza del camino de rodadura y la temperatura de las guías lineales, la vida nominal se verá influenciada por dichas condiciones. La relación entre estos dos factores esta expresada en ecuación 2.5.

$$L = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C}{f_w \cdot P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100\text{km} = \left(\frac{f_h \cdot f_t \cdot C}{f_w \cdot P}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot 62\text{mile} \quad \text{Ec. 2.5}$$

- |                                 |                               |
|---------------------------------|-------------------------------|
| L : Vida nominal                | $f_h$ : Factor de dureza      |
| P : Carga efectiva              | $f_t$ : Factor de temperatura |
| C : Capacidad de carga dinámica | $f_w$ : Factor de carga       |

Los factores de temperatura, dureza y de carga son los mismos que los utilizados para las guías de recirculación de bolas.

(5) Test de Durabilidad

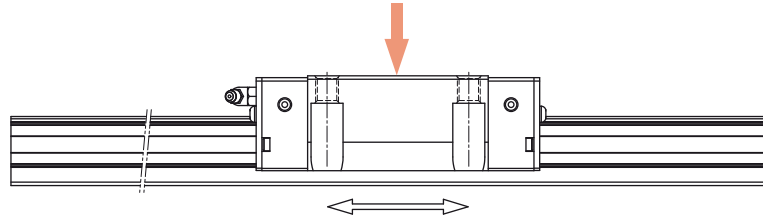

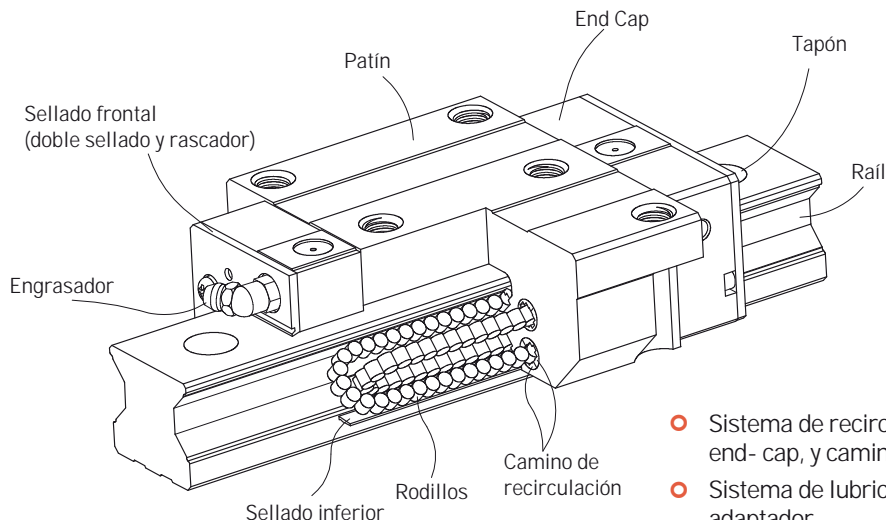


Tabla 2-7-1

<p><b>Modelo 1: RGH35CA</b>                  Precarga: ZA                  Vel. Máxima: 60m/min                  Aceleración: 1G                  Longitud: 0.55m                  Lubricación: Grasa. Frecuencia de reposición: cada 100km                  Fuerza externa: 15kN                  Distancia recorrida: 1135km</p>	<p><b>Resultados del test:</b>                  la vida nominal del modelo es 1000km. Después de recorrer 1135km, no se aprecia descamación en los caminos de rodadura de la guía, como tampoco en los rodillos.</p> 
<p><b>Modelo 2: RGW35CC</b>                  Precarga: ZA                  Vel. Máxima: 120m/min                  Aceleración: 1G                  Longitud: 2m                  Lubricación: Aceite. Frecuencia de reposición: 0.3cm<sup>3</sup>/hr                  Fuerza externa: 0kN                  Distancia recorrida: 15000km</p>	<p><b>Resultados del test:</b>                  Después de recorrer 15000km, no se aprecia descamación en los caminos de rodadura de la guía, como tampoco en los rodillos.</p> 

Nota: los datos obtenidos son sólo válidos para estos tests.

2-7-2 Construcción de la Serie RG



- Sistema de recirculación de rodillos: patín, raíl, end-cap, y camino de recirculación
- Sistema de lubricación: engrasador, y conexión adaptador
- Sistema de protección anti-polvo: sellado frontal, sellado inferior, tapones, doble sellado y rascadores

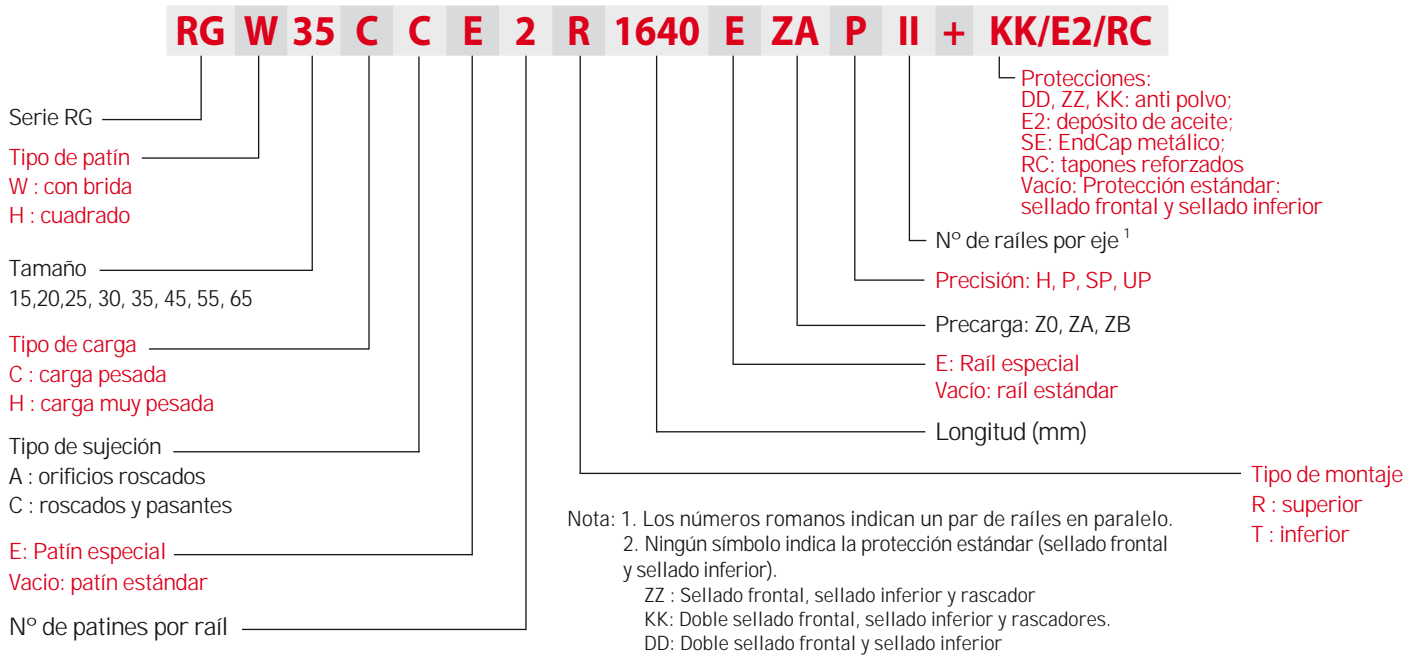
# Guías Lineales

## Serie RG

### 2-7-3 Serie RG Modelos

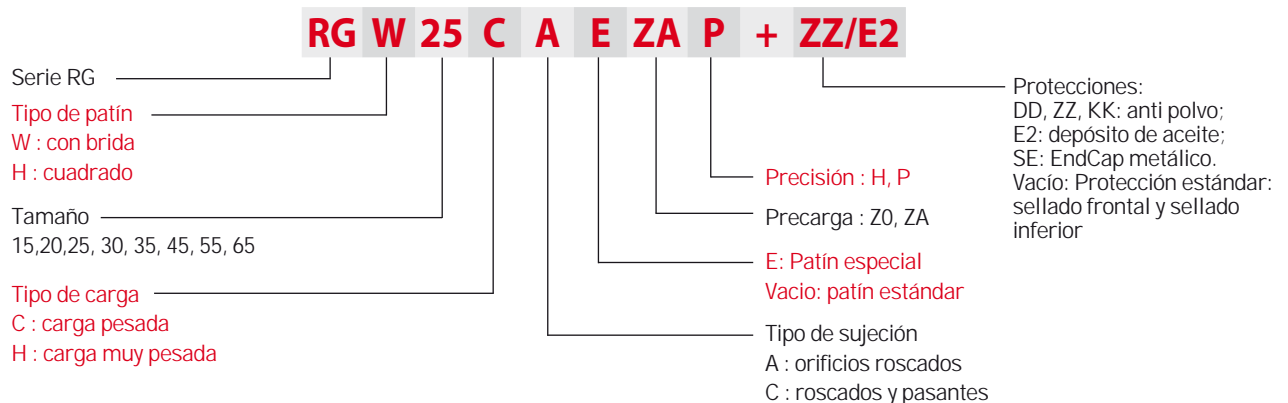
La serie RG puede ser clasificada en tipo No Intercambiable e Intercambiable. Los tamaños son idénticos. La única diferencia entre los dos tipos es que en el tipo intercambiable, tanto las guías y los patines pueden intercambiarse libremente, y su precisión puede alcanzar el grado UP. La referencia de la serie RG indica el tamaño, tipo, precisión, precarga, etc.

#### (1) Tipo No Intercambiable

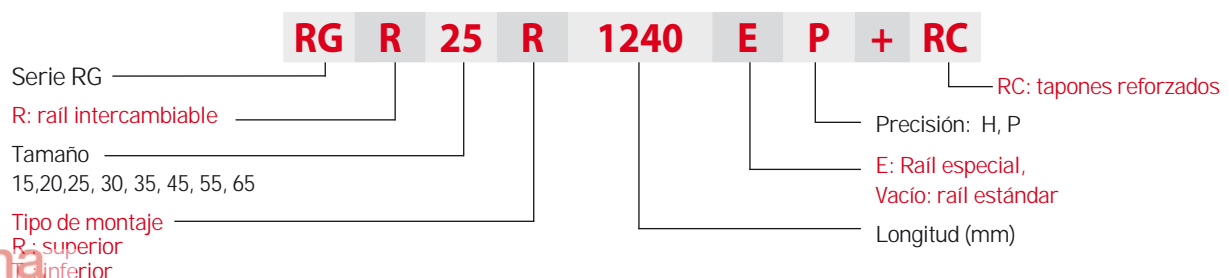


#### (2) Tipo Intercambiable

##### Modelo de Referencia del Patín de la Serie RG



##### Modelo de Referencia del Raíl de la Serie RG



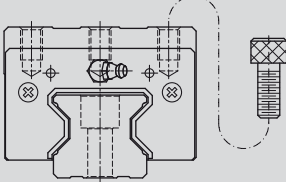
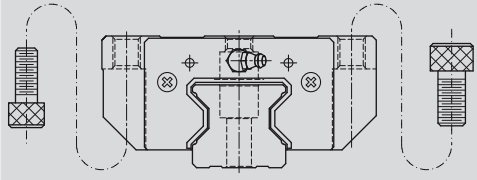


## 2-7-4 Tipos de Patines

### (1) Tipo de Patines

HIWIN ofrece dos tipos de patines, cuadrados y los de tipo brida. Por ser más ancho, el patín de brida es más apropiado para aplicaciones que requieran momentos de gran carga.

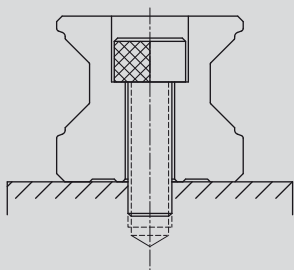
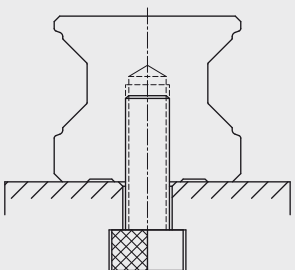
Tabla 2-7-2 Tipo de Patines

Tipo	Modelo	Forma	Altura (mm)	Longitud Raíl (mm)	Principales Aplicaciones
Cuadrado	RGH-CA RGH-HA		28	100	<ul style="list-style-type: none"> <li>○ Centros de Mecanizado</li> <li>○ Tornos</li> <li>○ Fresadoras</li> <li>○ Maquinaria de Precisión</li> <li>○ Maquinaria de Corte</li> <li>○ Prensa de estampación</li> <li>○ Máquinas de electroerosión</li> </ul>
			↓	↓	
90	4000				
↓	↓				
Brida	RGW-CC RGW-HC		24	100	
			↓	↓	
90	4000				

### (2) Tipo de Raíles

Aparte del raíl estándar, HIWIN también ofrece la opción del raíl con orificio roscado por debajo.

Tabla 2-7-3 Tipos de Raíles

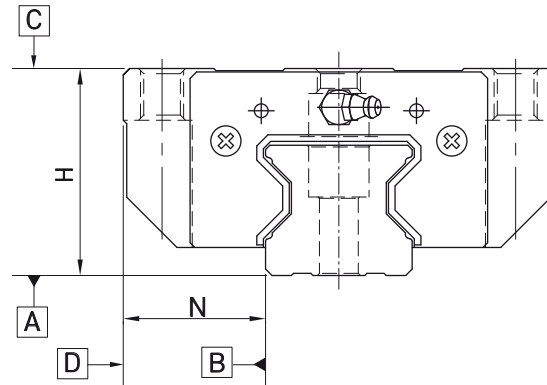
Raíl con orificio de sujeción por arriba	Raíl con orificio de sujeción por debajo
	

# Guías Lineales

## Serie RG

### 2-7-5 Grados de Precisión

Los grados de precisión de la serie RG son cuatro: alta (H), precisión (P), súper precisión (SP) y ultra precisión (UP). Seleccione el grado de precisión, de acuerdo a al requerimiento de la aplicación.



#### (1) Grado de Precisión de las Guías No Intercambiables

Tabla 2-7-4 Grados de Precisión

Unidad: mm

Item	RG - 15, 20			
	Alto (H)	Precisión (P)	Super Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.03	0 - 0.03	0 - 0.015	0 - 0.008
Tolerancia de Ancho N	± 0.03	0 - 0.03	0 - 0.015	0 - 0.008
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.01	0.006	0.004	0.003
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.01	0.006	0.004	0.003
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-7-12			
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-7-12			

Tabla 2-7-5 Grados de Precisión

Unidad: mm

Item	RG - 25, 30, 35			
	Alto (H)	Precisión (P)	Super Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.04	0 - 0.04	0 - 0.02	0 - 0.01
Tolerancia de Ancho N	± 0.04	0 - 0.04	0 - 0.02	0 - 0.01
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.015	0.007	0.005	0.003
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.015	0.007	0.005	0.003
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-7-12			
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-7-12			

Tabla 2-7-6 Grados de Precisión

Unidad: mm

Item	RG - 45, 55			
	Alto (H)	Precisión (P)	Super Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.05	0 - 0.05	0 - 0.03	0 - 0.02
Tolerancia de Ancho N	± 0.05	0 - 0.05	0 - 0.03	0 - 0.02
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.015	0.007	0.005	0.003
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.02	0.01	0.007	0.005
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-7-12			
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-7-12			

**Tabla 2-7-7 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	RG - 65			
	Precisión (P)	Super Precisión (SP)	Ultra Precisión (UP)	Ultra Precisión (UP)
Tolerancia de altura H	± 0.07	0 - 0.07	0 - 0.05	0 - 0.03
Tolerancia de Ancho N	± 0.07	0 - 0.07	0 - 0.05	0 - 0.03
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.01	0.007	0.005
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.025	0.015	0.01	0.007
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-7-12			
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-7-12			

(2) Grado de Precisión de las Guías Intercambiables

**Tabla 2-7-8 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	RG - 15, 20	
	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.03	± 0.015
Tolerancia de Ancho N	± 0.03	± 0.015
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.01	0.006
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.01	0.006
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-7-12	
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-7-12	

**Tabla 2-7-9 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	RG - 25, 30, 35	
	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.04	± 0.02
Tolerancia de Ancho N	± 0.04	± 0.02
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.015	0.007
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.015	0.007
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-7-12	
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-7-12	

**Tabla 2-7-10 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	RG - 45, 55	
	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.05	± 0.025
Tolerancia de Ancho N	± 0.05	± 0.025
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.015	0.007
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.02	0.01
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-7-12	
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-7-12	

# Guías Lineales

## Serie RG

**Tabla 2-7-11 Grados de Precisión**

Unidad: mm

Item	RG - 65	
Grados de Precisión	Alto (H)	Precisión (P)
Tolerancia de altura H	± 0.07	± 0.035
Tolerancia de Ancho N	± 0.07	± 0.035
Desviación de altura H respecto del patín en un raíl	0.02	0.01
Desviación de ancho N de patín a patín en un raíl	0.025	0.015
Paralelismo cara C-A	ver tabla 2-7-12	
Paralelismo cara D-B	ver tabla 2-7-12	

### (3) Precisión de Paralelismo

**Tabla 2-7-12 Precisión de Paralelismo**

Longitud de Raíl (mm)	Precisión (µm)			
	H	P	SP	UP
~ 100	7	3	2	2
100 ~ 200	9	4	2	2
200 ~ 300	10	5	3	2
300 ~ 500	12	6	3	2
500 ~ 700	13	7	4	2
700 ~ 900	15	8	5	3
900 ~ 1,100	16	9	6	3
1,100 ~ 1,500	18	11	7	4
1,500 ~ 1,900	20	13	8	4
1,900 ~ 2,500	22	15	10	5
2,500 ~ 3,100	25	18	11	6
3,100 ~ 3,600	27	20	14	7
3,600 ~ 4,000	28	21	15	7

## 2-7-6 Precarga

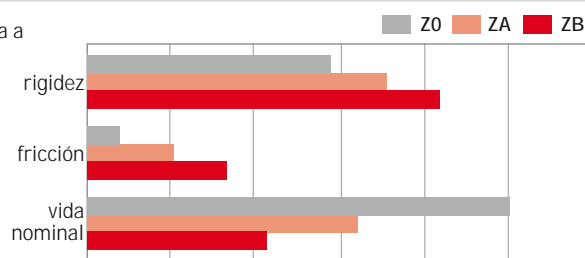
### (1) Definición

La precarga es una carga que actúa en el interior del patín sobre los elementos de rodadura, para eliminar el juego y aumentar la rigidez del patín, pero manteniendo la precisión. Para ello se utilizan rodillos sobredimensionados. El gráfico muestra la carga que es multiplicada por la precarga, la rigidez es el doble, y la desviación se reduce al 50%.

**Tabla 2-7-13 Grados de Precarga**

Grado	Código	Precarga	Condición
Precarga Ligera	Z0	0.02C~ 0.04C	Ciertas direcciones de carga, requerimientos de precisión baja
Precarga Media	ZA	0.07C~0.09C	Requerimientos de Precisión alta
Precarga Alta	ZB	0.12C~ 0.14C	Alta rigidez, aplicaciones con impactos y vibraciones

Nota: la letra "C" en la columna de la precarga hace referencia a la capacidad de carga dinámica.

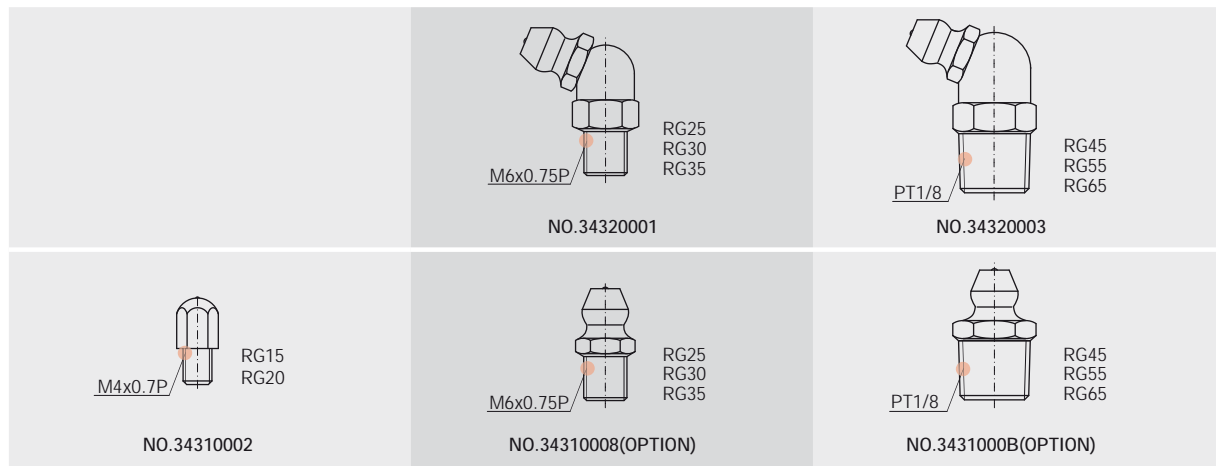


La figura muestra la relación entre la rigidez, la fricción y la vida nominal. Una precarga no superior a ZA es la recomendada para los tamaños más pequeños.

## 2-7-7 Lubricación

### (1) Grasa

#### ○ Engrasador



#### ○ Posiciones de Montaje del Engrasador

La posición estándar de montaje para el engrasador es a ambos extremos del patín, pero el engrasador puede ser montado también a los lados. Para el montaje lateral, recomendamos que el engrasador se monte en la cara de No Referencia del patín.

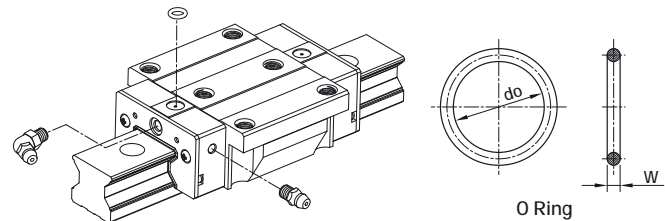


Tabla 2-7-14 Dimensión del "O-Ring" y Profundidad máxima de Perforación

Tamaño	O-Ring		Orificio de lubricación en la parte superior: profundidad máx. de perforación $T_{max}$
	do (mm)	W (mm)	
RG 15	2.5±0.15	1.5±0.15	3.45
RG 20	2.5±0.15	1.5±0.15	4
RG 25	7.5±0.15	1.5±0.15	5.8
RG 30	7.5±0.15	1.5±0.15	6.2
RG 35	7.5±0.15	1.5±0.15	8.65
RG 45	7.5±0.15	1.5±0.15	9.5
RG 55	7.5±0.15	1.5±0.15	11.6
RG 65	7.5±0.15	1.5±0.15	14.5

#### ○ Cantidad de Grasa por Patín

Tabla 2-7-15 Cantidad de Grasa por Patín

Tamaño	Cargas Pesadas(cm³)	Cargas Muy Pesadas(cm³)	Tamaño	Cargas Pesadas(cm³)	Cargas Muy Pesadas(cm³)
RG 15	3	-	RG 35	12	14
RG 20	5	6	RG 45	19	23
RG 25	7	8	RG 55	28	35
RG 30	9	10	RG 65	52	63

#### ○ Frecuencia de Reposición

Compruebe la grasa cada 100km o cada 3-6 meses.

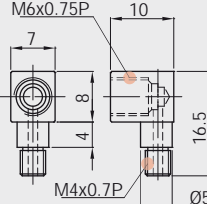
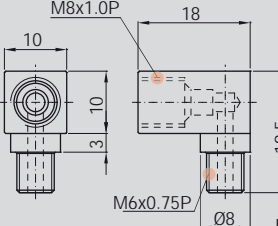
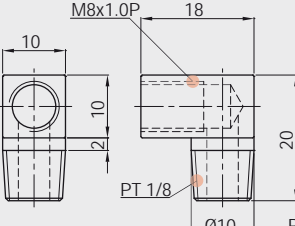
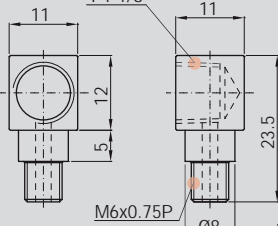
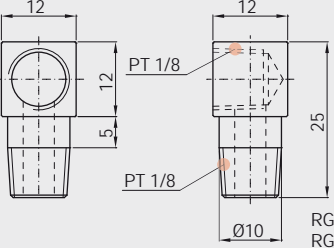
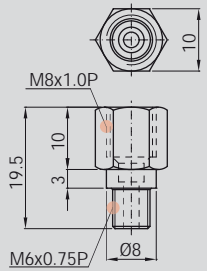
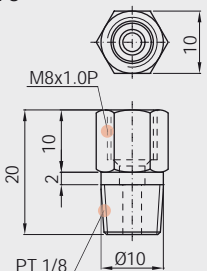
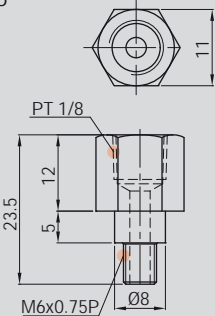
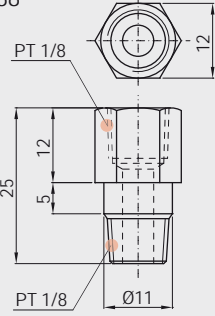
# Guías Lineales

## Serie RG

### (2) Aceite

La viscosidad recomendada del aceite está entre 30-150 cSt.

### Adaptadores Especiales para Lubricación por Aceite

<p>LF-64</p>  <p>RG15 RG20</p> <p>NO.97000EA1</p>	<p>LF-76</p>  <p>RG25 RG30 RG35</p> <p>NO.970002A1</p>	<p>LF-78</p>  <p>RG45 RG55 RG65</p> <p>NO.970006A1</p>
	<p>LF-86</p>  <p>RG25 RG30 RG35</p> <p>NO.970004A1</p>	<p>LF-88</p>  <p>RG45 RG55 RG65</p> <p>NO.970008A1</p>
	<p>SF-76</p>  <p>RG25 RG30 RG35</p> <p>NO.970001A1</p>	<p>SF-78</p>  <p>RG45 RG55 RG65</p> <p>NO.970005A1</p>
	<p>SF-86</p>  <p>RG25 RG30 RG35</p> <p>NO.970003A1</p>	<p>SF-88</p>  <p>RG45 RG55 RG65</p> <p>NO.970007A1</p>

○ Frecuencia de Reposición de Aceite

Tabla 2-7-16 Frecuencia de Reposición de Aceite

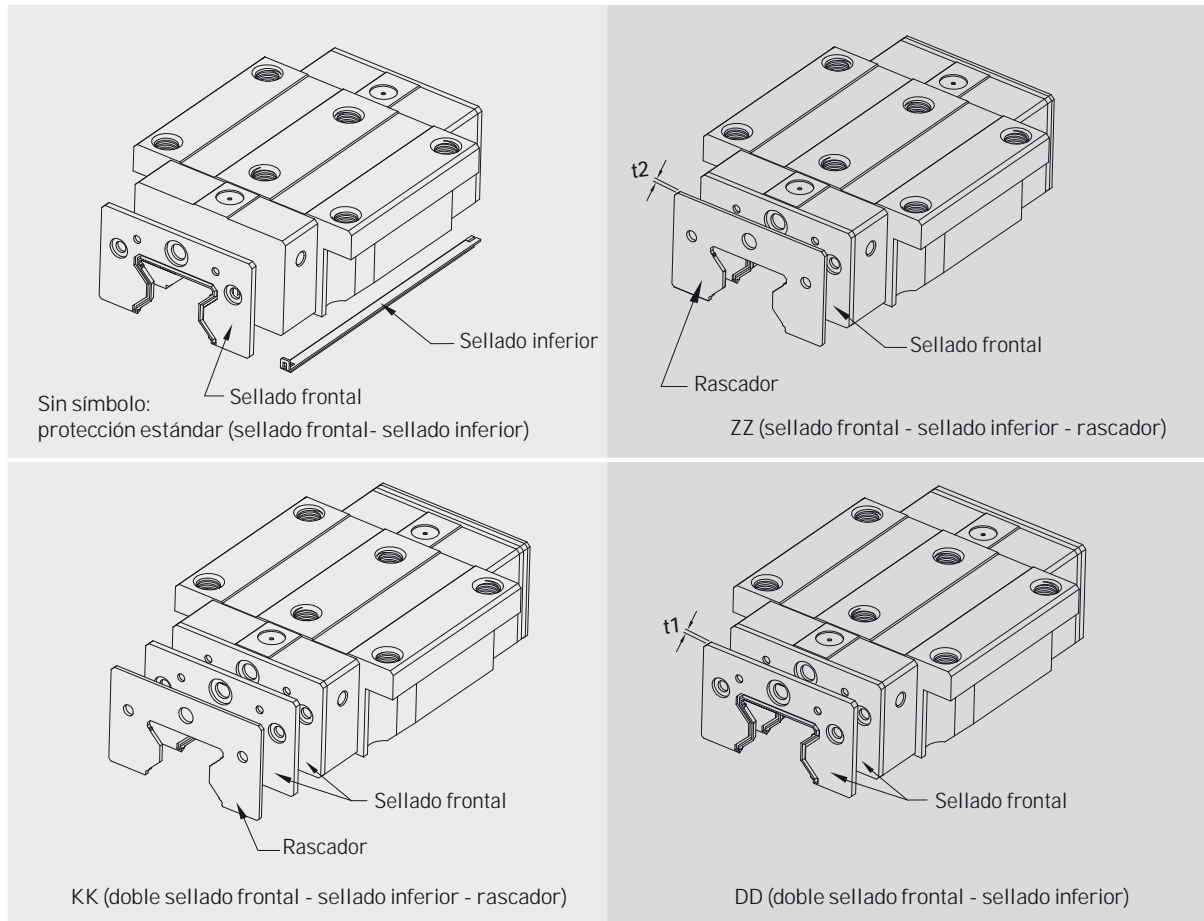
Tamaño	Cantidad y Frecuencia (cm <sup>3</sup> /hr)
RG 15	0.14
RG 20	0.14
RG 25	0.167
RG 30	0.2
RG 35	0.23
RG 45	0.3
RG 55	0.367
RG 65	0.433

## 2-7-8 Protección Contra el Polvo

### (1) Código de Accesorios

Si necesita alguno de los siguientes accesorios, por favor, añada la referencia al modelo de patín:

Tabla 2-7-17



## Guías Lineales

### Serie RG

#### (2) Sellado Frontal y Sellado Inferior

Para prevenir la reducción de la vida útil causada por las virutas de hierro o el polvo que entra en los patines.

#### (3) Doble Sellado

Mejora la estanqueidad del patín, evitando que penetre en él cualquier tipo de partícula extraña al sistema.

Tabla 2-7-18 Dimensiones del Sellado Frontal

Tamaño	Grosor (t1) (mm)	Tamaño	Grosor (t1) (mm)
RG 15 ES	2.2	RG 35 ES	2.5
RG 20 ES	2.2	RG 45 ES	3.6
RG 25 ES	2.2	RG 55 ES	3.6
RG 30 ES	2.4	RG 65 ES	4.4

#### (4) Rascador

El rascador remueve virutas de hierro de alta temperatura y partículas de gran tamaño.

Tabla 2-7-19 Dimensiones del Rascador

Tamaño	Grosor (t2) (mm)	Tamaño	Grosor (t2) (mm)
RG 15 SC	1.0	RG 35 SC	1.5
RG 20 SC	1.0	RG 45 SC	1.5
RG 25 SC	1.0	RG 55 SC	1.5
RG 30 SC	1.5	RG 65 SC	1.5

#### (5) Tapones para Railes

Los tapones son utilizados para cubrir los orificios de fijación de las guías, para evitar que se recojan virutas u otras partículas en los orificios. Los tapones se envían con cada raíl.

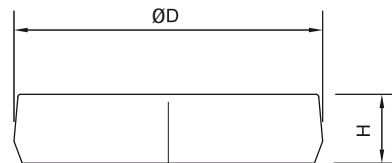


Tabla 2-7-20 Dimensiones de los Tapones

Tamaño raíl	Tamaño del tornillo	Diámetro (D) (mm)	Grosor (H) (mm)	Tamaño raíl	Tamaño del tornillo	Diámetro (D) (mm)	Grosor (H) (mm)
RGR15	M4	7.65	1.1	RGR35	M8	14.3	3.3
RGR20	M5	9.65	2.2	RGR45	M12	20.3	4.6
RGR25	M6	11.3	2.5	RGR55	M14	23.5	5.5
RGR30	M8	14.3	3.3	RGR65	M16	26.6	5.5

## 2-7-9 Fricción

El valor máximo de fricción por cada sellado se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 2-7-21 Resistencia del Sellado

Tamaño	Resistencia N (kgf)	Tamaño	Resistencia N (kgf)
RG15	1.96 (0.2)	RG35	3.53 (0.36)
RG20	2.45 (0.25)	RG45	4.21 (0.43)
RG25	2.74 (0.28)	RG55	5.09 (0.52)
RG30	3.31 (0.31)	RG65	6.66 (0.68)



## 2-7-10 Tolerancias Admisibles de las Superficies de Montaje

### (1) Tolerancia Admisible de las superficies de Montaje

Debido al diseño de arco circular, la serie RG puede compensar algunos errores y defectos de precisión de las superficies de montaje, manteniendo un movimiento lineal suave.

Mientras que sean aplicados los requerimientos de precisión para el montaje, se puede obtener alto grado de precisión y rigidez sin dificultad. Para satisfacer las necesidades de una fácil y rápida instalación, HIWIN ofrece un tipo de precarga normal, debido a su gran capacidad de absorción de las desviaciones provocadas por la insuficiente precisión de las superficies de montaje.

- Tolerancia Admisible de Paralelismo entre las Caras de Referencia (P)

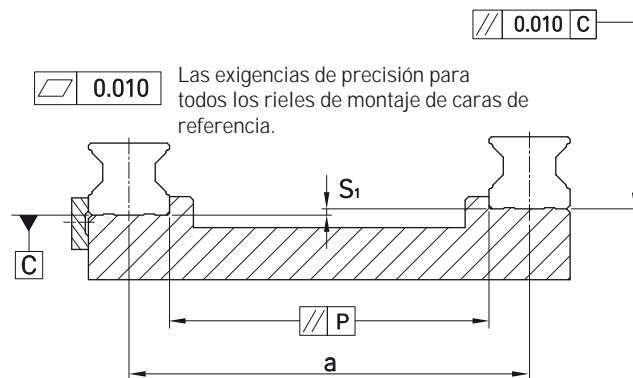


Tabla 2-7-22 Máxima Tolerancia de Paralelismo (P)

Unidad:  $\mu\text{m}$

Tamaño	Grados de Precarga		
	Precarga Ligera (Z0)	Precarga Media (ZA)	Precarga Pesada (ZB)
RG15	5	3	3
RG20	8	6	4
RG25	9	7	5
RG30	11	8	6
RG35	14	10	7
RG45	17	13	9
RG55	21	14	11
RG65	27	18	14

- Tolerancia Admisible de Altura ( $S_1$ )

$$S_1 = a \times K$$

$S_1$  : máxima tolerancia de altura

$a$  : distancia entre raíles

$K$  : coeficiente de tolerancia de altura

Tabla 2-7-23 Coeficiente de Tolerancia de Altura

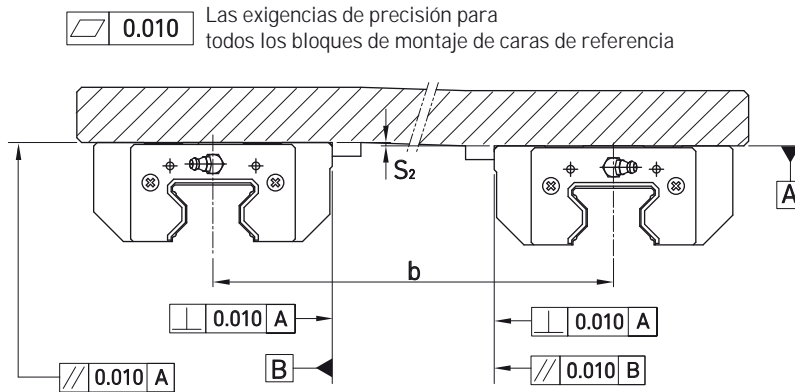
Tamaño	Grados de Precarga		
	Precarga Ligera (Z0)	Precarga Media (ZA)	Precarga Pesada (ZB)
K	$2.2 \times 10^{-4}$	$1.7 \times 10^{-4}$	$1.2 \times 10^{-4}$

# Guías Lineales

## Serie RG

### (2) Tolerancia de Altura

- Tolerancia de altura entre las caras de referencia de patines, cuando dos o más piezas están montadas en paralelo ( $S_2$ )

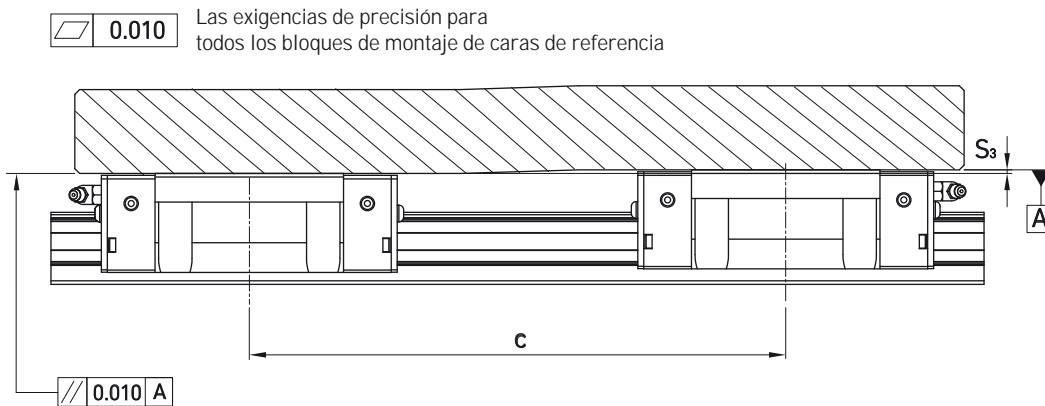


$$S_2 = b \times 4.2 \times 10^{-5}$$

$S_2$  : máxima tolerancia de altura

$b$  : distancia entre dos patines

- Tolerancia de altura entre caras de referencia de raíles, cuando dos o más piezas están montadas en paralelo ( $S_3$ )



$$S_3 = c \times 4.2 \times 10^{-5}$$

$S_3$  : máxima tolerancia de altura

$c$  : distancia entre dos raíles

## 2-7-11 Precauciones de Instalación

El montaje de las guías lineales deberá efectuarse muy meticulosamente, en especial, en máquinas de alta precisión. En estos casos deberán tenerse en cuenta, los puntos que se citan a continuación:

**Radios de Acuerdo:** las superficies de referencia no tienen suficiente contacto con los radios de acuerdo de la superficie de montaje ya que son mayores que los chaflanes, tanto en guías como en patines. Por ello los radios de acuerdo siempre deben seguir las prescripciones de las guías correspondientes.

**Perpendicularidad de las caras de Referencia:** cuando las caras de referencia de la superficie de montaje no poseen un ángulo recto para las superficies de referencia de los railes y patines, ambas superficies no tienen una unión positiva después del montaje. Por ello deberán evitarse desviaciones del ángulo recto.

**Dimensiones de las Caras de Referencia:** en la configuración de las caras de referencia habrá que planificar meticulosamente su altura y su espesor. Una cara de referencia demasiado alta puede llegar a tocar el bloque. Por el contrario, a falta de altura de las caras de referencias, las superficies correspondientes del bloque y de los railes no podrán ser unidas positivamente como lo necesitan.

**Tolerancias de medidas entre caras de referencia y el punto de Fijación:** en una desviación demasiado grande de la medida entre las superficies de referencia del rail y el patín así como también del punto de sujeción, las caras de referencia no tienen unión positiva.

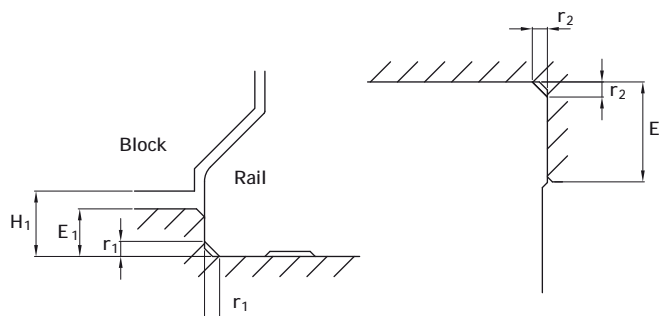


Tabla 2-7-24

Tamaño	Máx. radio de uniones $r_1$ (mm)	Máx. radio en uniones $r_2$ (mm)	Perpendicularidad de las caras de referencia $E_1$ (mm)	Perpendicularidad de las caras de referencia $E_2$ (mm)	Holgura bajo el patín $H_1$ (mm)
RG15	0.5	0.5	4	4	4
RG20	0.5	0.5	5	5	5
RG25	1.0	1.0	5	5	5.5
RG30	1.0	1.0	5	5	6
RG35	1.0	1.0	6	6	6.5
RG45	1.0	1.0	7	8	8
RG55	1.5	1.5	9	10	10
RG65	1.5	1.5	10	10	12

### (2) Par de Apriete para Tornillos de Fijación

Un par de apriete inapropiado puede influir muy negativamente en la precisión de las guías lineales. El par de apriete correspondiente a cada tamaño se muestra a continuación:

Tabla 2-7-25

Tamaño	Tamaño del tornillo	Torque N-cm(kgf-cm)		
		Acero	Fundición	Aluminio
RG 15	M4×0.7P×16L	392(40)	274(28)	206(21)
RG 20	M5×0.8P×20L	883(90)	588(60)	441(50)
RG 25	M6×1P×20L	1373(140)	921(100)	686(70)
RG 30	M8×1.25P×25L	3041(310)	2010(250)	1470(150)
RG 35	M8×1.25P×25L	3041(310)	2010(250)	1470(150)
RG 45	M12×1.75P×35L	11772(1200)	7840(800)	5880(600)
RG 55	M14×2P×45L	15696(1600)	10500(1100)	7840(800)
RG 65	M16×2P×50L	19620(2000)	13100(1350)	9800(1000)

# Guías Lineales

## Serie RG

### 2-7-12 Longitud Estándar y Máxima de Raíl

HIWIN ofrece medidas estándar de raíles y también medidas acordes a las necesidades de cada cliente. En este último caso, el valor de la cota E no debería ser mayor a la mitad del paso (P). Esto evitaría un final de raíl inestable.

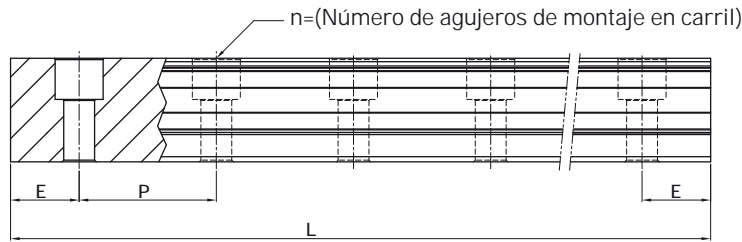


Table 2-7-26 Raíl Longitud Máxima y Estándar

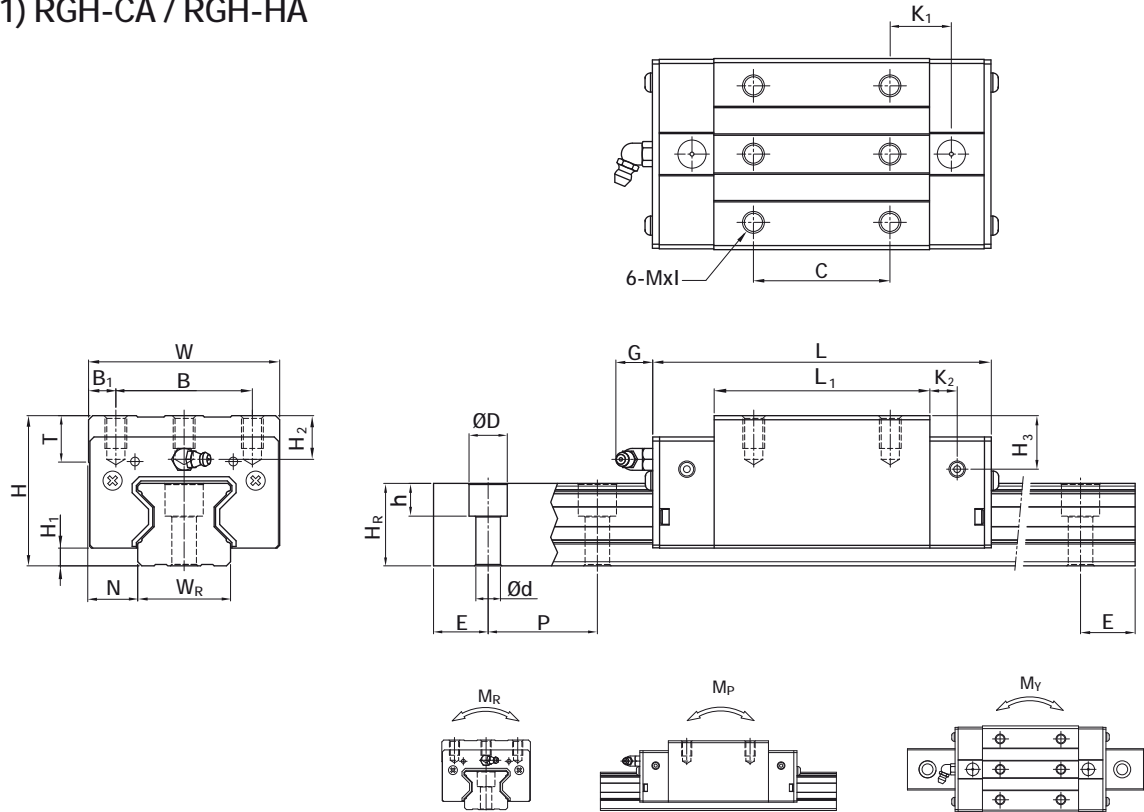
Unidad: mm

Item	RGR15	RGR20	RGR25	RGR30	RGR35	RGR45	RGR55	RGR65
	160(5)	220(7)	220(7)	280(7)	280(7)	570(11)	780(13)	1,270(17)
	220(7)	280(9)	280(9)	440(11)	440(11)	885(17)	1020(17)	1,570(21)
	340(11)	340(11)	340(11)	600(15)	600(15)	1,200(23)	1,260(21)	2,020(27)
	460(15)	460(15)	460(15)	760(19)	760(19)	1,620(31)	1,500(25)	2,620(35)
Longitud estándar L(n)	580(19)	640(21)	640(21)	1,000(25)	1,000(25)	2,040(39)	1,980(33)	-
	700(23)	820(27)	820(27)	1,640(41)	1,640(41)	2,460(47)	2,580(43)	-
	940(31)	1000(33)	1,000(33)	2,040(51)	2,040(51)	2,985(57)	2,940(49)	
	1120(37)	1180(39)	1,240(41)	2,520(63)	2,520(63)	3,090(59)	3,060(51)	-
	1360(45)	1360(45)	1,600(53)	3,000(75)	3,000(75)	-	-	-
Paso (P)	30	30	30	40	40	52.5	60	75
Distancia al centro del último taladro (E <sub>c</sub> )	20	20	20	20	20	22.5	30	35
Longitud máxima estándar	4,000(133)	4,000(133)	4,000(133)	3,960(99)	3,960(99)	3,930(75)	3,900(65)	3,970(53)
Longitud máxima	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000	4,000

- Nota : 1. La tolerancia de corte E para raíl estándar es de 0.5--0.5 mm. Y la tolerancia de corte E para raíles de unión es de 0--0.3 mm.  
 2. Longitud máxima estándar significa, longitud máxima total con igual valor E en los dos extremos.  
 3. Si necesita un valor E diferente, por favor consulte con su proveedor GAES.

## 2-7-13 Dimensiones de la Serie RG de HIWIN

### (1) RGH-CA / RGH-HA

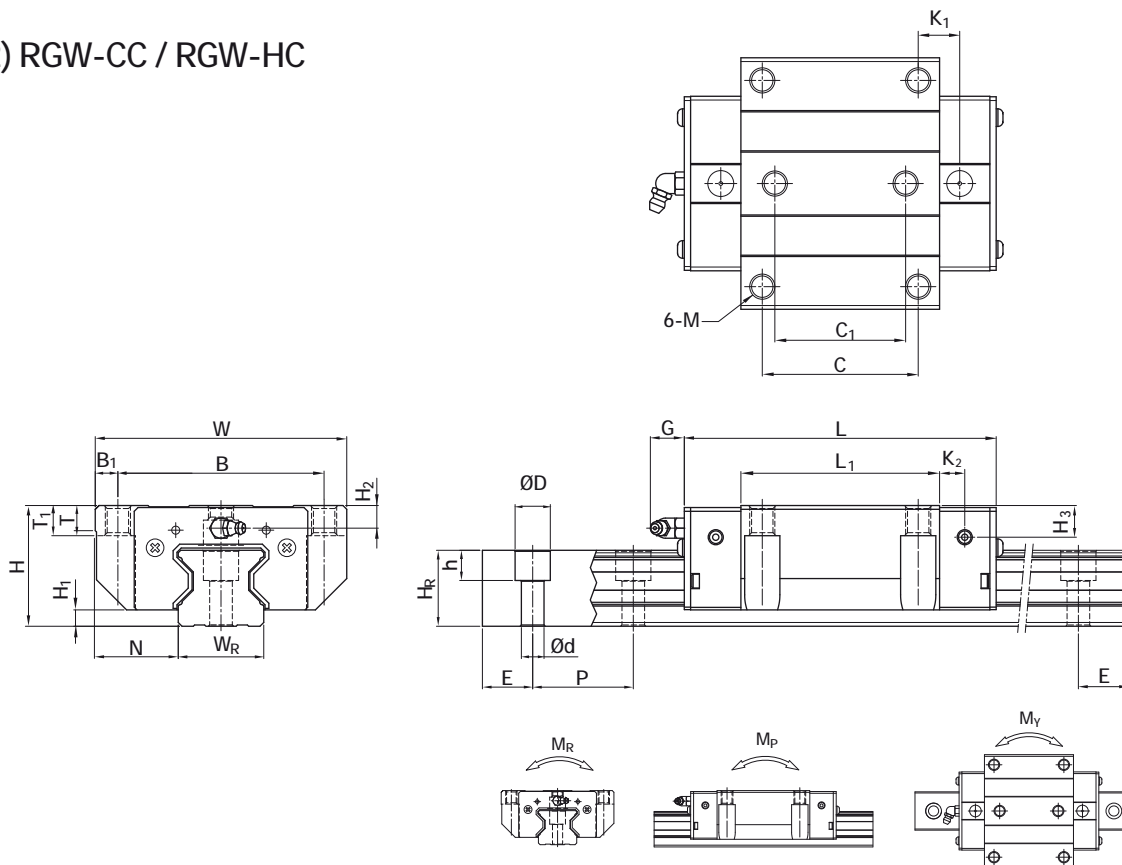


Modelo N°.	Dimensiones (mm)		Dimensiones del Patin (mm)											Dimensiones del Rail (mm)								Tornillo de Montaje (mm)	Capacidad de Carga Dinámica C(kN)	Capacidad de Carga Estática Co (kN)	Máximo Momento Estático			Peso			
	H	H1	N	W	B	B1	C	L1	L	K1	K2	G	Mxl	T	H2	H3	WR	HR	D	h	d				P	E	MR	MP	MY	Patin kg	Rail kg/m
	kn-m	kn-m	kn-m	kg	kg/m																										
RGH 15CA	28	4	9.5	34	26	4	26	45	68	13.4	4.7	5.3	M4 x 8	6	7.6	10.1	15	16.5	7.5	5.7	4.5	30	20	M4 x16	11.3	24	0.311	0.173	0.173	0.22	1.8
RGH 20CA	34	5	12	44	32	6	36	57.5	86	15.8	6	5.3	M5 x 8	8	8.3	8.3	20	21	9.5	8.5	6	30	20	M5 x20	21.3	46.7	0.647	0.46	0.46	0.37	2.76
RGH 20HA							50	77.5	106	18.8															26.9	63	0.872	0.837	0.837	0.49	
RGH 25CA	40	5.5	12.5	48	35	6.5	35	64.5	97.9	20.75	7.25	12	M6 x 8	9.5	10.2	10	23	23.6	11	9	7	30	20	M6 x20	27.7	57.1	0.758	0.605	0.605	0.55	3.08
RGH 25HA							50	81	114.4	21.5															33.9	73.4	0.975	0.991	0.991	0.7	
RGH 30CA	45	6	16	60	40	10	40	71	109.8	23.5	8	12	M8 x10	9.5	9.5	10.3	28	28	14	12	9	40	20	M8 x25	39.1	82.1	1.445	1.06	1.06	0.82	4.41
RGH 30HA							60	93	131.8	24.5															48.1	105	1.846	1.712	1.712	1.07	
RGH 35CA	55	6.5	18	70	50	10	50	79	124	22.5	10	12	M8 x12	12	16	19.6	34	30.2	14	12	9	40	20	M8 x25	57.9	105.2	2.17	1.44	1.44	1.43	6.06
RGH 35HA							72	106.5	151.5	25.25															73.1	142	2.93	2.6	2.6	1.86	
RGH 45CA	70	8	20.5	86	60	13	60	106	153.2	31	10	12.9	M10x17	16	20	24	45	38	20	17	14	52.5	22.5	M12 x35	92.6	178.8	4.52	3.05	3.05	2.97	9.97
RGH 45HA							80	139.8	187	37.9															116	230.9	6.33	5.47	5.47	3.97	
RGH 55CA	80	10	23.5	100	75	12.5	75	125.5	183.7	37.75	12.5	12.9	M12x18	17.5	22	27.5	53	44	23	20	16	60	30	M14 x45	130.5	252	8.01	5.4	5.4	4.62	13.98
RGH 55HA							95	173.8	232	51.9															167.8	348	11.15	10.25	10.25	6.4	
RGH 65CA	90	12	31.5	126	76	25	70	160	232	60.8	15.8	12.9	M16 x20	25	15	15	63	53	26	22	18	75	35	M16x50	213	411.6	16.20	11.59	11.59	8.33	20.22
RGH 65HA							120	223	295	67.3															275.3	572.7	22.55	22.17	22.17	11.62	

# Guías Lineales

## Serie RG

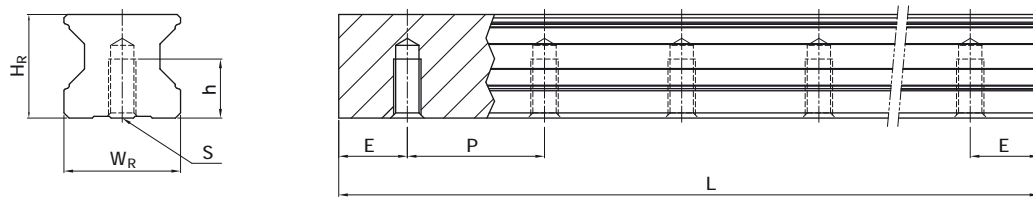
(2) RGW-CC / RGW-HC



Modelo N°.	Dimensiones (mm)			Dimensiones del Patin (mm)													Dimensiones del Rail (mm)					Tornillo de Montaje	Capacidad de Carga Dinámica	Capacidad de Carga Estática	Máximo Momento Estático			Peso						
	H	H <sub>1</sub>	N	W	B	B <sub>1</sub>	C	C <sub>1</sub>	L <sub>1</sub>	L	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	G	M	T	T <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	W <sub>R</sub>	H <sub>R</sub>	D				h	d	P	E	(mm)	C <sub>0</sub> (kN)	C <sub>0</sub> (kN)	M <sub>R</sub> kN-m	M <sub>P</sub> kN-m	M <sub>Y</sub> kN-m
RGW15CC	24	4	16	47	38	4.5	30	26	45	68	11.4	4.7	5.3	M5	6	6.95	3.6	6.1	15	16.5	7.5	5.7	4.5	30	20	M4x16	11.3	24	0.311	0.173	0.173	0.23	1.8	
RGW20CC	30	5	21.5	63	53	5	40	35	57.5	86	13.8	6	5.3	M6	8	10	4.3	4.3	20	21	9.5	8.5	6	30	20	M5x20	21.3	46.7	0.647	0.46	0.46	0.44	2.76	
RGW20HC									77.5	106	23.8																	26.9	63	0.872	0.837	0.837	0.62	
RGW25CC	36	5.5	23.5	70	57	6.5	45	40	64.5	97.9	15.75	7.25	12	M8	9.5	10	6.2	6	23	23.6	11	9	7	30	20	M6x20	27.7	57.1	0.758	0.605	0.605	0.67	3.08	
RGW25HC									81	114.4	24																	33.9	73.4	0.975	0.991	0.991	0.86	
RGW30CC	42	6	31	90	72	9	52	44	71	109.8	17.5	8	12	M10	9.5	10	6.5	7.3	28	28	14	12	9	40	20	M8x25	39.1	82.1	1.445	1.06	1.06	1.06	4.41	
RGW30HC									93	131.8	28.5																	48.1	105	1.846	1.712	1.712	1.42	
RGW35CC	48	6.5	33	100	82	9	62	52	79	124	16.5	10	12	M10	12	13	9	12.6	34	30.2	14	12	9	40	20	M8x25	57.9	105.2	2.17	1.44	1.44	1.61	6.06	
RGW35HC									106.5	151.5	30.25																	73.1	142	2.93	2.6	2.6	2.21	
RGW45CC	60	8	37.5	120	100	10	80	60	106	153.2	21	10	12.9	M12	14	15	10	14	45	38	20	17	14	52.5	22.5	M12x35	92.6	178.8	4.52	3.05	3.05	3.22	9.97	
RGW45HC									139.8	187	37.9																	116	230.9	6.33	5.47	5.47	4.41	
RGW55CC	70	10	43.5	140	116	12	95	70	125.5	183.7	27.75	12.5	12.9	M14	16	17	12	17.5	53	44	23	20	16	60	30	M14x45	130.5	252	8.01	5.4	5.4	5.18	13.98	
RGW55HC									173.8	232	51.9																	167.8	348	11.15	10.25	10.25	7.34	
RGW65CC	90	12	53.5	170	142	14	110	82	160	232	40.8	15.8	12.9	M16	22	23	15	15	63	53	26	22	18	75	35	M16x50	213	411.6	16.20	11.59	11.59	11.04	20.22	
RGW65HC									223	295	72.3																	275.3	572.7	22.55	22.17	22.17	15.75	

Nota: 1 kg = 9.81 N

(3) Dimensiones del Raíl tipo T (raíl con orificio roscado por debajo)



Modelo N°.	Dimensiones del Raíl (mm)						Peso
	WR	H <sub>R</sub>	S	h	P	E	(kg/m)
RGR15T	15	16.5	M5×0.8P	8	30	20	1.86
RGR20T	20	21	M6×1P	10	30	20	2.76
RGR25T	23	23.6	M6×1P	12	30	20	3.36
RGR30T	28	28	M8×1.25P	15	40	20	4.82
RGR35T	34	30.2	M8×1.25P	17	40	20	6.48
RGR45T	45	38	M12×1.75P	24	52.5	22.5	10.83
RGR55T	53	44	M14×2P	24	60	30	15.15
RGR65T	63	53	M20×2.5P	30	75	35	21.24

# Guías Lineales

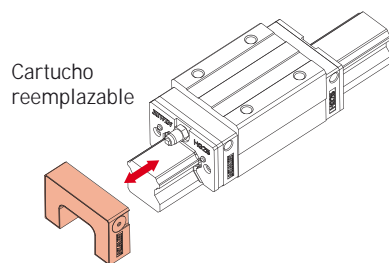
## E2 Kit

### 2-8 Kit E2 - Depósito de Aceite para Patines

#### 2-8-1 Construcción del Kit E2

El depósito de aceite E2, contiene un lubricador entre el sellado frontal y la tapa de recirculación del patín. Por fuera, el patín viene equipado con un cartucho de aceite reemplazable. Para reemplazar este cartucho, no es necesario quitar el patín del raíl.

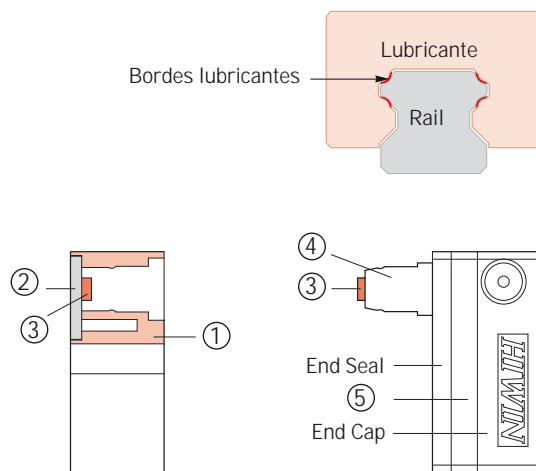
El aceite fluye desde el cartucho, pasando por el conector hasta el lubricador y llegando hasta los caminos de rodadura de la guía lineal. El cartucho del Kit E2, comprende un conductor para el aceite con una estructura en 3D que permite al conector estar en contacto con el aceite lubricante, independientemente de la posición de los patines. De esta forma, el aceite dentro del cartucho puede ser agotado por vía capilar.



Cartucho reemplazable

Configuración del Kit E2:

- 1. cartucho de aceite
- 2. tapa cartucho
- 3. conductor de aceite
- 4. conector
- 5. lubricante



#### 2-8-2 Características del Kit E2

(1) Reducción de costes: reduciendo la cantidad de aceite y el mantenimiento.

Tabla 2-8-1

Item	Patín estándar	Patín equipado con Kit E2
Dispositivo de lubricación	\$ XXX	-
Diseño e instalación del dispositivo	\$ XXX	-
Coste del lubricante	0.3cc / hr x 8hrs / day x 280 days / year x 5 year = 3360 cc x cost / cc = \$ XXX	10 cc(5 years10000km) x cost/cc = \$ XX
Coste de mantenimiento	3-5hrs / time x 3-5times / year x 5year x cost / time = \$ XXX	-
Aceite desechado	3-5 times / year x 5year x cost / time = \$ XXX	-

(2) Limpio y respetuoso con el medio ambiente: no gotea, lo cual lo convierte en la solución ideal para ambientes de trabajo limpios.

(3) Alto Rendimiento a bajo coste: patines libres de mantenimiento.

(4) Sin limitaciones de montaje: las guías lineales con sistema E2 incorporado pueden montarse en cualquier dirección.

(5) Fácil de montar y desmontar: El Kit E2 puede ser montado y desmontado sin necesidad de quitar el patín del raíl.

(6) El cartucho del Kit E2, puede ser relleno con cualquier aceite homologado dependiendo de los requerimientos de la aplicación.

(7) Aplicaciones para entornos especiales: mejor lubricación, especialmente en entornos con polvo, suciedad, humedad,...



### 2-8-3 Aplicaciones

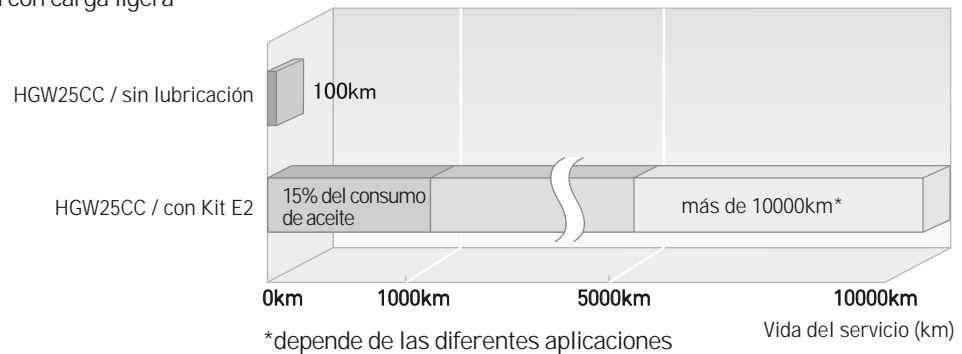
- (1) Máquina Herramienta
- (2) Maquinaria tales como: inyección de plástico, artes gráficas, textil, alimentación, para trabajar madera, etc.
- (3) Maquinaria Electrónica: dispositivos de fabricación de semiconductores, robots, mesas X-Y, medición, etc.
- (4) Otros: equipo para medicina, instalaciones de transporte, digitalizadoras.

### 2-8-4 Referencia

- (1) Añada "E2" a la referencia del patín:  
Ejemplo: HGW25CCZOH + E2

### 2-8-5 Capacidad de Lubricación

- (1) Test de duración con carga ligera



**Tabla 2-8-2 Condiciones del test**

<b>Modelo N°.</b>	<b>HGW25CC</b>
Velocidad	60m / min
Longitud	1500mm
Carga	500kgf

- (2) Características del aceite

El aceite que contiene el Kit E2 es Aceite Mobil SHC 636, que es un aceite lubricante de base sintética de procedencia orgánica (PAO). Contiene un compuesto químico denominado Poli-Alfaolefinas que le confieren una elevada resistencia a la temperatura y muy poca volatilidad. La viscosidad del aceite es 680 (ISO VG 680). Sus características son:

- Compatible con grasa lubricante, de los cuales el aceite de base es de hidrocarburos sintéticos, mineral o ESTER.
- Aceite sintético con una magnífica resistencia a altas temperaturas y a la oxidación.
- Contiene un alto índice de viscosidad que proporciona un rendimiento excepcional en aplicaciones con requerimientos de temperatura extremos.
- Bajo coeficiente de tracción, que reduce el consumo de energía
- Alta resistencia a la corrosión y a la oxidación

- ★ Lubricantes con la misma viscosidad pueden utilizarse, sin embargo se debería tener muy en cuenta la compatibilidad.

### 2-8-6 Rango de Temperaturas de Aplicación

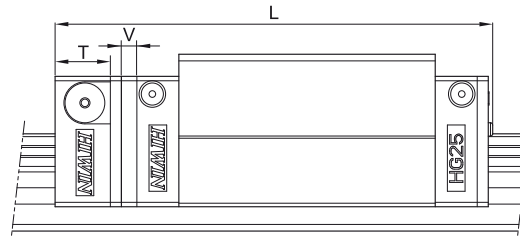
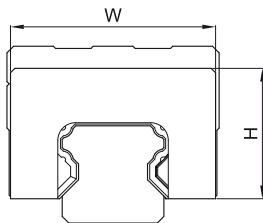
El rango de temperaturas para la utilización del Kit E2 va desde -10° C ~ 60°C. Por favor contacte con su proveedor GAES si el rango de temperaturas de su aplicación se encuentra fuera de estos valores.

# Guías Lineales

## E2 Kit

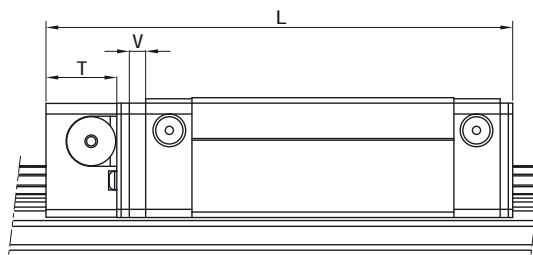
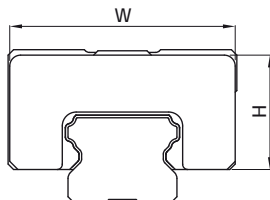
### 2-8-8 Dimensiones del Kit E2

#### (1) Serie HG



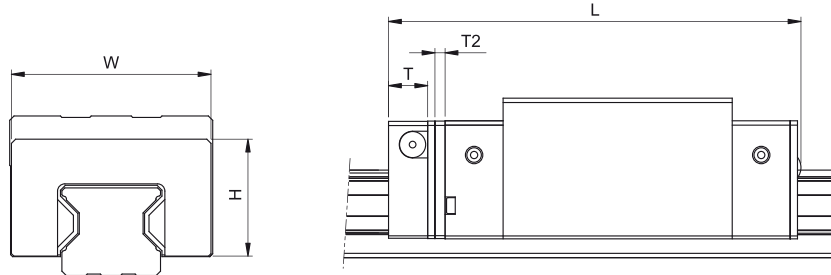
Modelo N°.	Dimensiones Kit E2				
	W	H	T	V	L
HG 15 C	32.4	19.5	12.5	3	75.4
HG 20 C	43	24.4	13.5	3.5	93.5
HG 20 H					108.2
HG 25 C	46.4	29.5	13.5	3.5	100
HG 25 H					120.6
HG 30 C	58	35	13.5	3.5	112.9
HG 30 H					135.9
HG 35 C	68	38.5	13.5	3.5	127.9
HG 35 H					153.7
HG 45 C	82	49	16	4.5	157.2
HG 45 H					189
HG 55 C	97	55.5	16	4.5	183.9
HG 55 H					222
HG 65 C	121	69	16	4.5	219.2
HG 65 H					278.6

#### (2) Serie EG



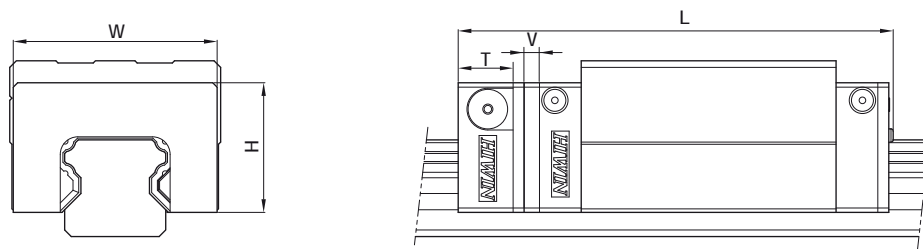
Modelo N°.	Dimensiones Kit E2				
	W	H	T	V	L
EG 15 S	33.3	18.7	11.5	3	54.6
EG 15 C					71.3
EG 20 S	41.3	20.9	13	3	66
EG 20 C					85.1
EG 25 S	47.3	24.9	13	3	75.1
EG 25 C					98.6
EG 30 S	59.3	31	13	3	85.5
EG 30 C					114.1

(3) Serie RG



Modelo N°.	Dimensiones Kit E2				
	W	H	T	V	L
RG 25 C	46.8	29.2	13.5	3.5	114.9
RG 25 H					131.4
RG 30 C	58.8	34.9	13.5	3.5	126.8
RG 30 H					148.8
RG 35 C	68.8	40.3	13.5	3.5	141.0
RG 35 H					168.5
RG 45 C	83.8	50.2	16	4.5	173.7
RG 45 H					207.5
RG 55 C	97.6	58.4	16	4.5	204.2
RG 55 H					252.5
RG 65 C	121.7	76.1	16	4.5	252.5
RG 65 H					315.5

(4) Serie QH



Modelo N°.	Dimensiones Kit E2				
	W	H	T	V	L
QH15C	32.4	19.5	1.25	3	75.4
QH20C	43	24.4	13.5	3.5	93.5
QH20H					108.2
QH25C	46.4	29.5	13.5	3.5	101
QH25H					121.6
QH30C	58	35	13.5	3.5	112.9
QH30H					135.9
QH35C	68	38.5	16	3.5	129.3
QH35H					155.1
QH45C	82	49	16	4.5	158.3
QH45H					190.1

# Guías Lineales

## Serie SE

### 2-10 Serie SE- EndCap Metálico

#### 2-10-1 Información General

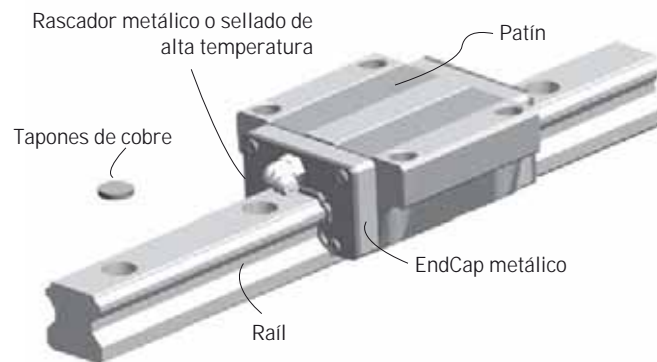
##### (1) Características

- Tapa de recirculación metálica. En caso de necesitar sellado frontal, disponemos de sellados frontales de goma para alta temperatura.
- Excelente resistencia a altas temperaturas; no superiores a 150°C.

##### (2) Aplicaciones

- Aplicaciones a altas temperaturas.
- Aplicaciones de aspiración ( sin dispersión de vapor proveniente de plástico o goma).
- Pinzas de soldadura.

#### 2-10-2 Estructura



#### 2-10-3 Referencia

##### (1) Añada "SE" a la referencia

Ejemplo: HGW25CCZOH + SE

#### 2-10-4 Dimensiones de los tapones de Cobre

Tabla 2-10

Item	Tamaño tornillo	Diámetro del tapón (mm)	Grosor del tapón (mm)
C3	M3	6.15	1.2
C4	M4	7.65	1.2
C5	M5	9.65	2.5
C6	M6	11.15	2.8
C8	M8	14.15	3.5
C12	M12	20.15	4
C14	M14	23.15	4
C16	M16	26.15	4

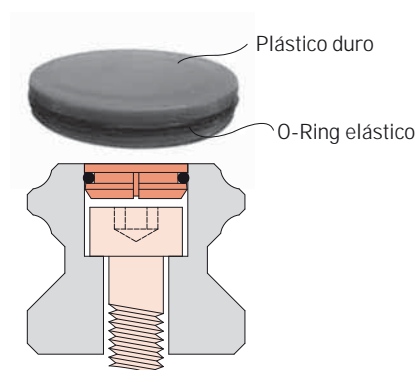
# Guías Lineales

## Serie RC

### 2-11 Serie RC- Tapones Reforzados

El tapón reforzado consiste en una pieza de plástico duro y un anillo elástico.

El plástico duro está hecho de una resina sintética que es resistente al aceite y a la abrasión. El anillo está hecho de una goma que se caracteriza por su resistencia al aceite y su elasticidad. Su estructura es la que mostramos en la figura:



#### 2-11-1 Características de los Tapones Reforzados

**(1) Absorción de errores de mecanizado**

El anillo elástico puede eliminar algunos de los errores causados durante el mecanizado de los orificios de fijación, manteniendo un ajuste bien apretado entre el tapón y el orificio de fijación.

**(2) Resistencia a vibraciones e impactos**

El anillo elástico evita el movimiento del tapón, porque absorbe las vibraciones causadas por fuerzas externas que actúan en las guías lineales.

**(3) Alto rendimiento contra el polvo**

El anillo elástico acopla perfectamente en el orificio y lo deja sellado y sin holgura, impidiendo la entrada de cualquier objeto extraño.

**(4) Vida útil prolongada**

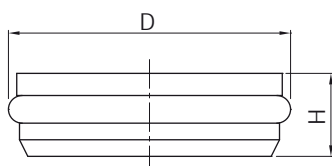
La vida útil de las guías lineales se ve incrementada debido a la suavidad de la superficie del rail, debido al acople perfecto del tapón reforzado, lo cual impide cualquier daño a los sellados.

#### 2-11-2 Referencia

**(1) Añada "RC" a la referencia**

Ejemplo. HGR25R1200H + RC

#### 2-11-3 Dimensiones del Tapón Reforzado



Modelo N°.	Tamaño tornillo	Diámetro (mm)		Tamaño Rail			
		D	H	HGR	EGR	MGNR	RGR
RC3	M3	6.15	1.3		15	12 · 15	
RC4	M4	7.65	1.1	15	15U		15
RC5	M5	9.8	3	20	20		20
RC6	M6	11.4	2.8	25	25 · 30		25
RC8	M8	14.6	3.5	30 · 35	35 · 30U		30 · 35
RC12	M12	20.5	4	45			45
RC14	M14	23.5	5	55			55
RC16	M16	26.6	5	65			65

### 3. HIWIN Guías Lineales Formulario de Consultas

Empresa:		Fecha:		
Tel.		Fax.		
GAES S.A.		Plano nº		
Tipo de Aplicación		Plano nº		
Ejes <input type="checkbox"/> X <input type="checkbox"/> Y <input type="checkbox"/> Z <input type="checkbox"/> Otros ( )				
Posición de Montaje				
	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Modelo				
Tipo Raíl	<input type="checkbox"/> R (Montaje Superior)	<input type="checkbox"/> T (Montaje Inferior)	<input type="checkbox"/> U (Montaje Superior con orificios de fijación más grandes.)	
Protección contra el polvo	<input type="checkbox"/> Doble sellado frontal + sellado inferior (DD)	<input type="checkbox"/> Doble sellado frontal + Rascador + Sellado inferior (KK)	<input type="checkbox"/> Sellado frontal + Sellado inferior (U)	
Opciones Especiales	<input type="checkbox"/> EndCap Metálico (SE)	<input type="checkbox"/> Kit (E2)		
Lubricación	<input type="checkbox"/> Engrasador (grasa)	<input type="checkbox"/> Conector Especial para Aceite	<input type="checkbox"/> Otros	
Raíles para Unión	<input type="checkbox"/> No	<input type="checkbox"/> Sí		
Nº de raíles en paralelo	<input type="checkbox"/> I (1)	<input type="checkbox"/> II (2)	<input type="checkbox"/> III (3) <input type="checkbox"/> Otros	
Cara de Referencia y Dirección de entrada del sistema de lubricación.	Por favor marque X en la casilla <input type="checkbox"/> para indicar la dirección del engrasador.			
	<input type="checkbox"/> E1	<input type="checkbox"/> E2	<input type="checkbox"/> E3 <input type="checkbox"/> E4	

Mecánicos  
Sistemas

**GAES**

LA MÁS AMPLIA GAMA DE  
**COMPONENTES MECÁNICOS**



Un amplio stock y un taller gestionado según avanzados criterios de organización nos permite la entrega rápida de los pedidos, tanto mecanizados como ensamblados.

## comercializamos las mejores marcas



# Líderes en la distribución de componentes mecánicos

Mantenemos la vocación de liderazgo con la que comenzamos hace más de 60 años. Durante este tiempo **GAES** ha sabido adaptarse a nuevas dinámicas, nuevos servicios... hasta convertirnos en una empresa referente del sector. Destacamos, especialmente, por nuestra amplia gama de componentes mecánicos -difícilmente superable-, por una larga experiencia y sobre todo, por un equipo profesional altamente cualificado que aportará las soluciones más óptimas, tanto en productos como en aplicaciones.

Nuestra marcada orientación de servicio define nuestro trabajo diario, situando a nuestros clientes en el centro de nuestra labor. Por ello, hemos invertido en la logística más actual, tanto en recursos de almacenaje como de comunicaciones, la formación constante de nuestro personal y un taller con trabajadores altamente especializados. Porque en **GAES** queremos mantener el nivel de competitividad y eficacia que nos caracteriza. El que nuestros clientes merecen.



## SEGMENTOS DE REFERENCIA

Máquina-Herramienta	Industria del Reciclaje
Siderurgia	Industria Alimentaria
Industria Papelera	Hormigones y Áridos
Energías Renovables	Maquinaria de Obra Pública
Envase y Embalaje	Industria Naval
Automatización	Elevación

## GAMA DE SERVICIOS

Cálculo y asesoramiento en diseño  
 Planes de mejora y sustitución de elementos  
 Programa de reducción global de costos  
 Fabricación de piezas especiales  
 Formación y asesoramiento de ingenieros de fábrica  
 Formación para equipos de mantenimiento  
 Gestión de stocks cliente  
 Diseño y monitorización de rutas de mantenimiento  
 Taller propio de mecanizado y montaje

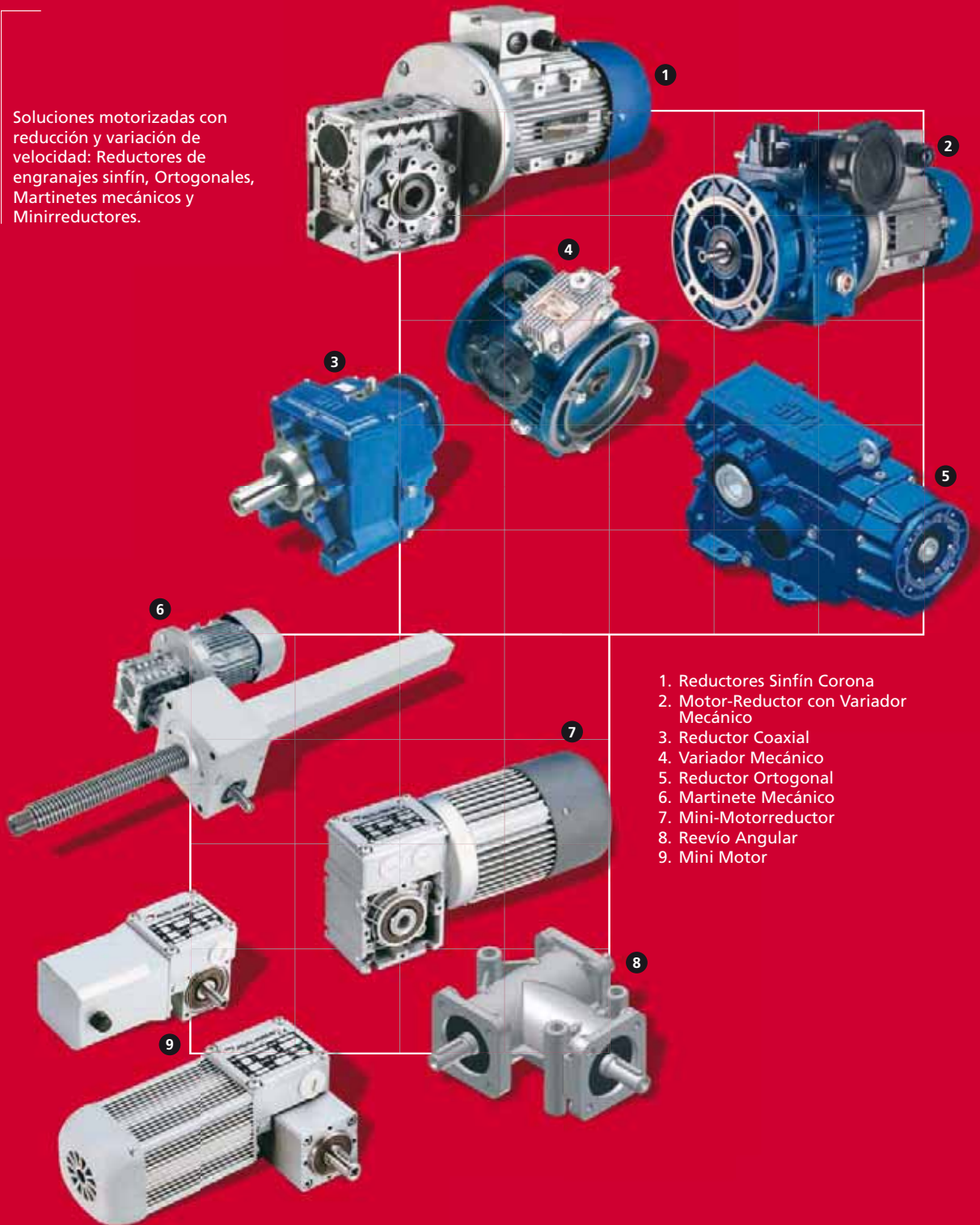
## NUEVOS SERVICIOS

Servicios Urgentes  
 Servicio 24 horas  
 Stocks ON-LINE  
 Extranet ON-LINE  
 Descargas ON-LINE



# Reductores y Gatos Mecánicos

Soluciones motorizadas con reducción y variación de velocidad: Reductores de engranajes sinfín, Ortogonales, Martinetes mecánicos y Minireductores.



1. Reductores Sinfín Corona
2. Motor-Reductor con Variador Mecánico
3. Reductor Coaxial
4. Variador Mecánico
5. Reductor Ortogonal
6. Martinete Mecánico
7. Mini-Motorreductor
8. Reevo Angular
9. Mini Motor



**TEKNOMOTOR**

**REM**

## Motores Eléctricos

Motores eléctricos en ALUMINIO y FUNDICIÓN

Motores especiales para aplicaciones marinas

Motores de normativa ATEX, ANTIEXPLOSIÓN, ZONA 2

Motores con variador de frecuencia incorporado

Accesorios: Bridas, Patas, Ejes especiales...

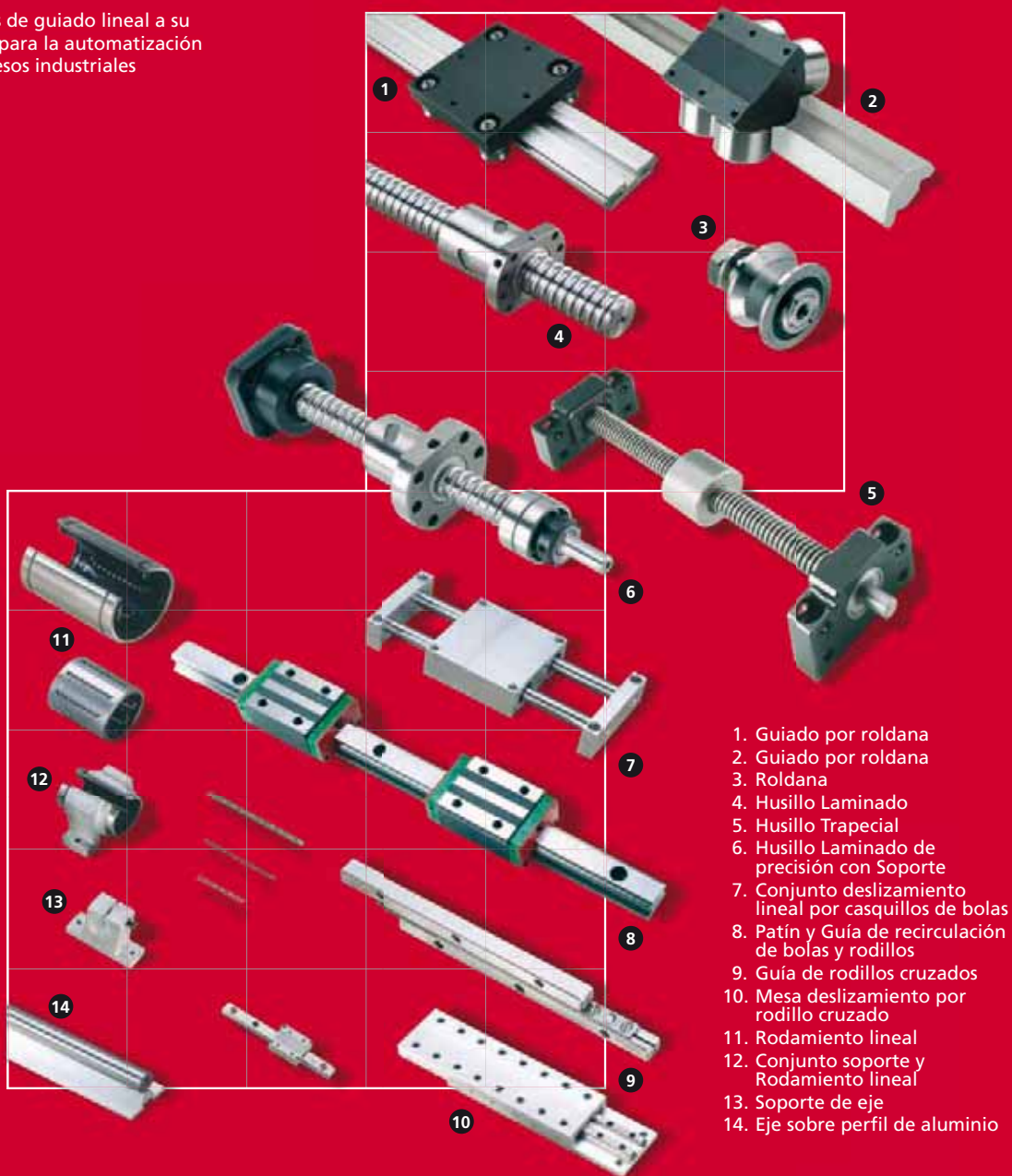


1. Motores Eléctricos Trifásicos y Monofásicos
2. Motores Eléctricos con Variador de Frecuencia incorporado
3. Motores y Electromandinos de alta frecuencia
4. Motor con ventilación forzada
5. Motor Alta Potencia

**HIWIN** **NADELLA****ROSA** **NB**

# Técnica Lineal

Sistemas de guiado lineal a su medida para la automatización de procesos industriales



1. Guiado por roldana
2. Guiado por roldana
3. Roldana
4. Husillo Laminado
5. Husillo Trapecial
6. Husillo Laminado de precisión con Soporte
7. Conjunto deslizamiento lineal por casquillos de bolas
8. Patín y Guía de recirculación de bolas y rodillos
9. Guía de rodillos cruzados
10. Mesa deslizamiento por rodillo cruzado
11. Rodamiento lineal
12. Conjunto soporte y Rodamiento lineal
13. Soporte de eje
14. Eje sobre perfil de aluminio

**TIMKEN**

**OKO**  
BEARINGS

**SYI**

**SLB**

Gamet  
Bearings

**NADELLA**

## Rodamientos

Elementos de rodadura y sus apoyos



- GRUPO 2**
- Rodamientos
  - Bolas
  - Rodillos
  - Agujas



- GRUPO 2**
- Soportes para rodamientos
  - Rótulas



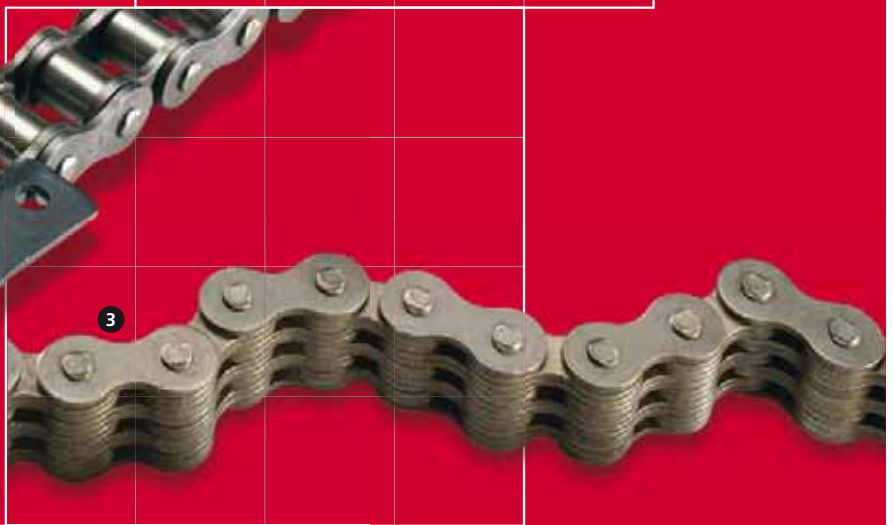
# Cadena / Piñones / Engranajes

Todo tipo de cadenas, piñones y engranajes a su medida:

Materiales anticorrosivos

Inoxidables

Tratamientos superficiales especiales...



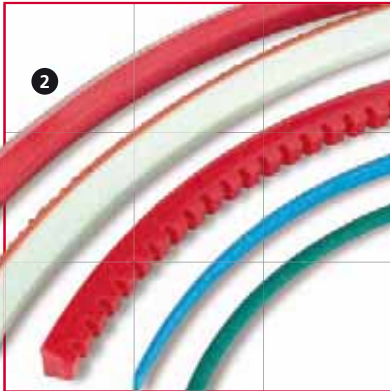
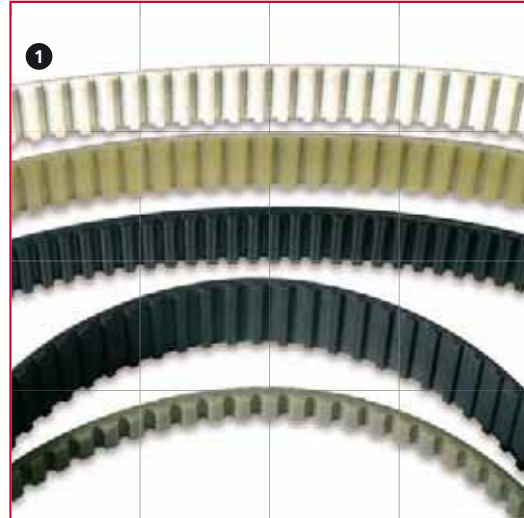
1. Cadenas de transmisión normativa EUROPEA y AMERICANA
2. Cadenas con aletas
3. Cadena Fleyer de elevación
4. Piñones
5. Cremalleras y engranajes



## Poleas y Correas

Transmisiones por correa trapecial sinfín, eslabonadas y síncronas dentadas.

Poleas ciegas mecanizadas y con casquillo adaptado al eje.

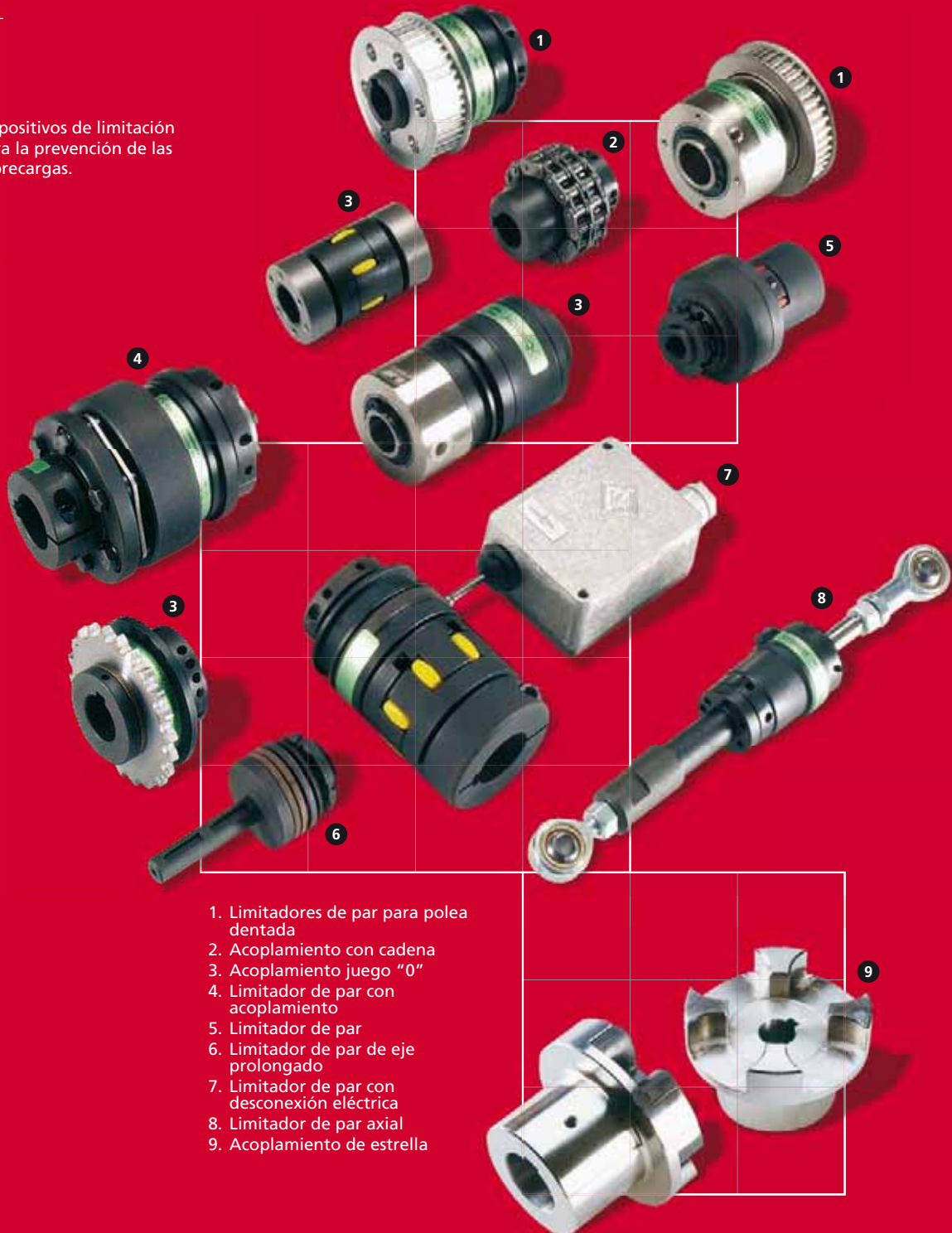


1. Correas dentadas
2. Correas de poliuretano
3. Correa de eslabones
4. Correa y poleas trapeciales
5. Polea dentada



# Limitadores y Acoplamientos

Dispositivos de limitación para la prevención de las sobrecargas.



1. Limitadores de par para polea dentada
2. Acoplamiento con cadena
3. Acoplamiento juego "0"
4. Limitador de par con acoplamiento
5. Limitador de par
6. Limitador de par de eje prolongado
7. Limitador de par con desconexión eléctrica
8. Limitador de par axial
9. Acoplamiento de estrella

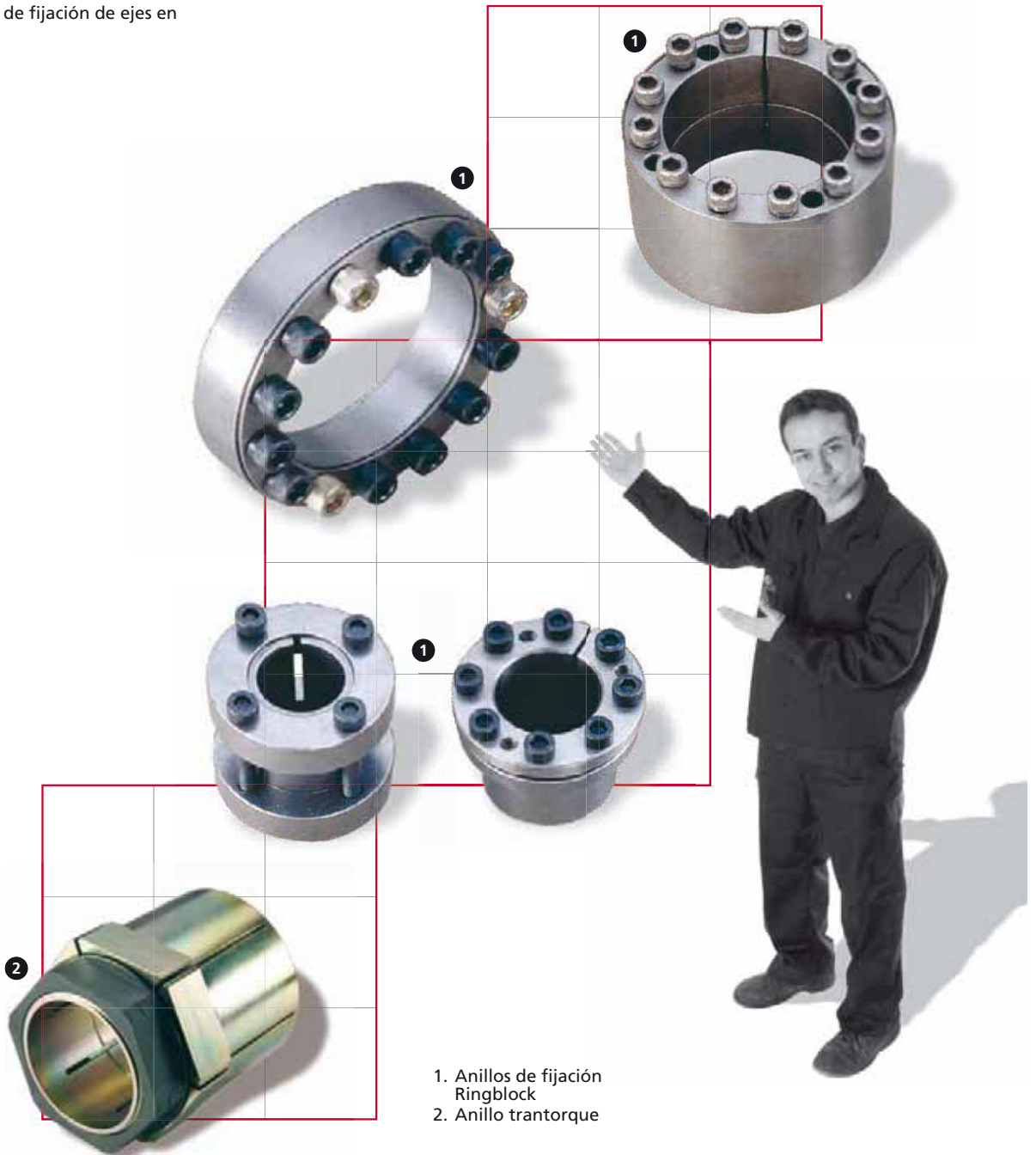




**RINGBLOCK**

# Ringblock y Trantorques

Sistemas de fijación de ejes en cubos



1. Anillos de fijación Ringblock
2. Anillo trantorque

# Mecanizados

Posibilidad de entrega de piezas de transmisión mecanizadas.



- Ejes y chavetas
- Mecanizados de alojamientos y otras operaciones
- Corte de correas síncronas
- Mecanizados largos
- Corte y montaje de cadenas



**TIMKEN**



## Otros Componentes

**LUBRICANTES, COJINETES AUTOLUBRICADOS, ESTANQUEIDAD, TUERCAS DE BLOQUEO Y PRECIACIÓN, ANILLOS NILOS, HERRAMIENTA DE MANTENIMIENTO**

1. Laberinto
2. Casquillos auto-lubricados
3. Lubricadores automáticos
4. Grasas y Lubricantes
5. Cojinetes de bronce sinterizado
6. Maletín montaje de rodamientos
7. Calentadores de inducción para montaje de rodamientos
8. Bolas de acero





## Montaje de Reductores



Montaje de motorreductores a partir de componentes despiezados, engranajes, bridas y Motores Eléctricos.

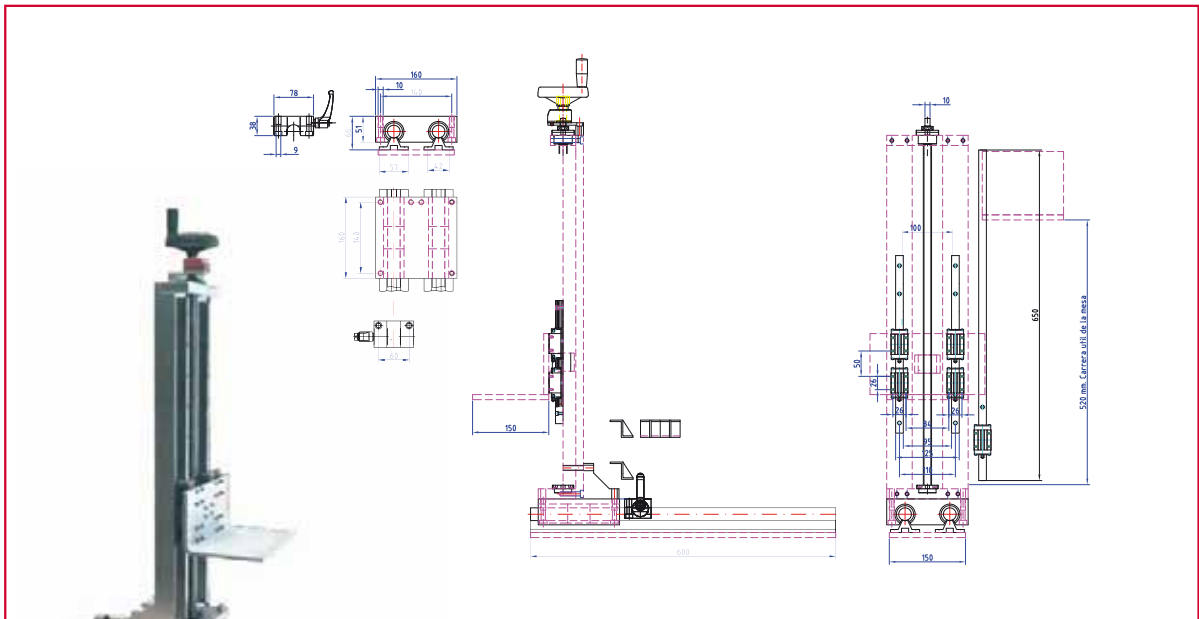


Tronzado y rectificado de ejes y guías

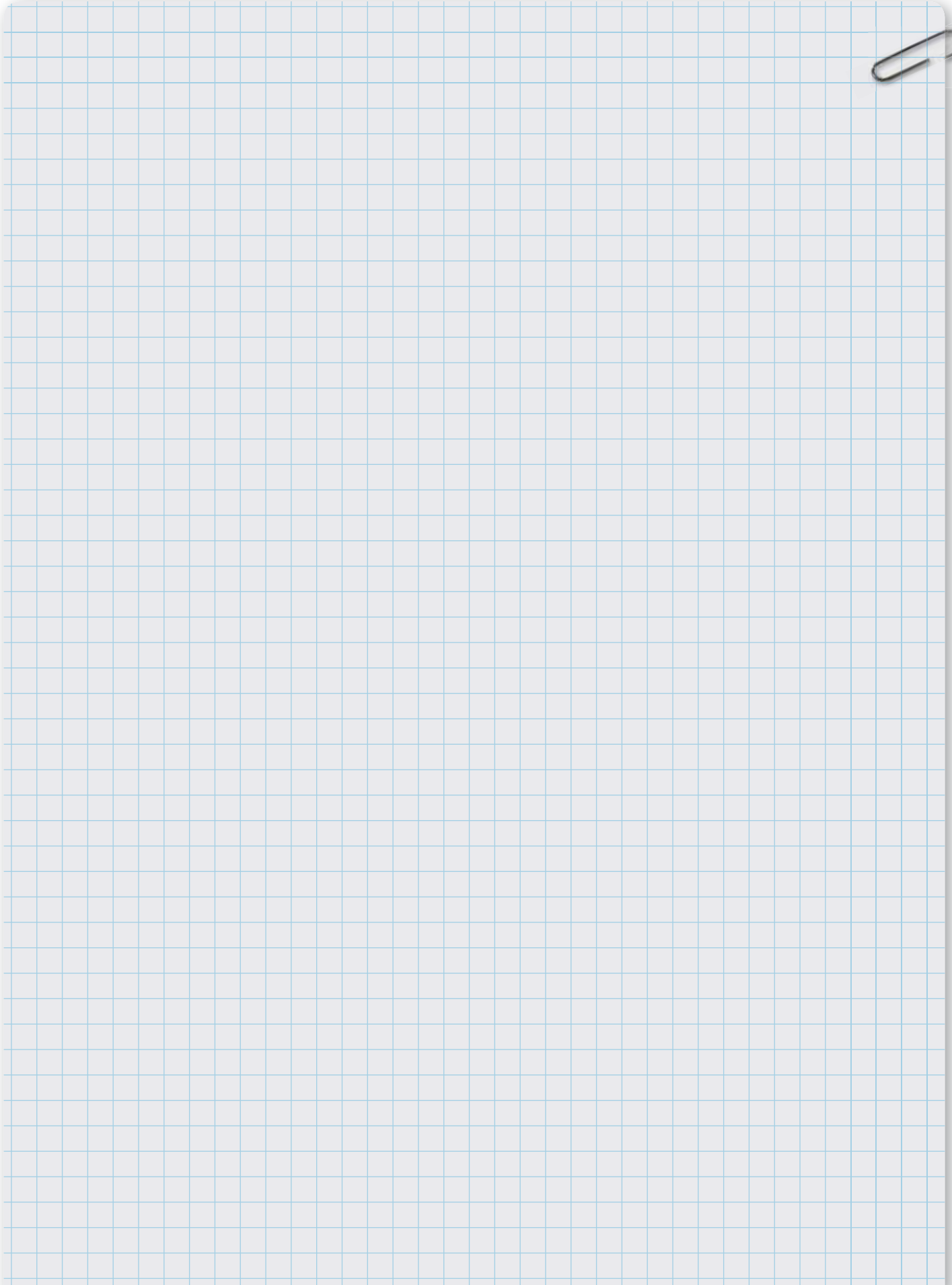
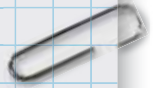


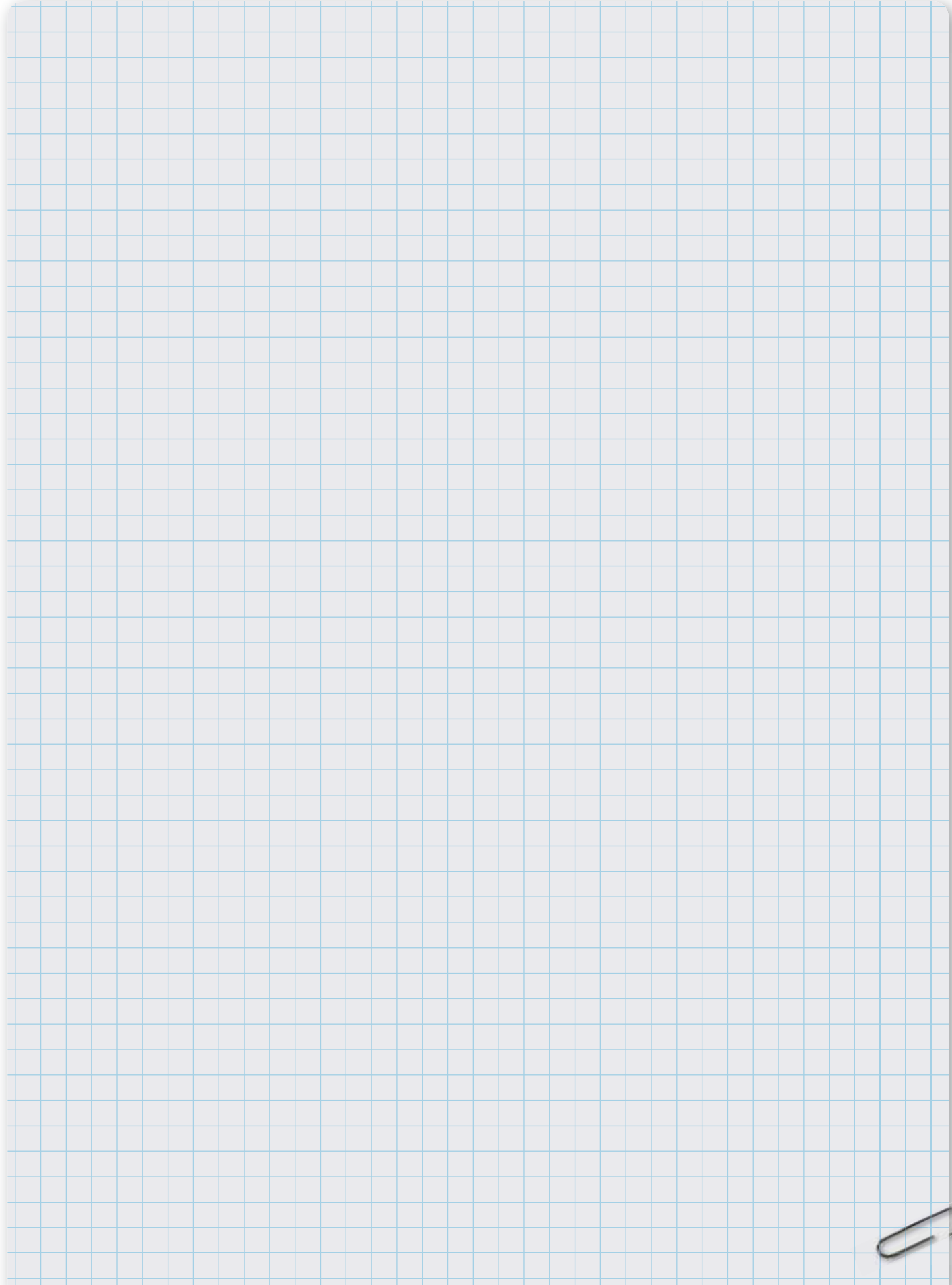
# Cálculo y Asesoramiento en Diseño

Nuestro departamento técnico asesora en todo lo relativo a cálculo, diseño y puesta a punto de proyectos a requerimiento de nuestros clientes.



Proyecto diseñado y ejecutado por nuestro departamento de un posicionador laser.







#### DPTO. TÉCNICA LINEAL

Móvil: 673802559  
lineal@gaessa.com

#### GAES S.A.

Paseo Ubarburu 58 - Pol. 27  
20014 San Sebastián  
Tel.: +34 943 445 777  
Fax: +34 943 445 350  
comercial@gaessa.com

#### GAES BILBAO

Poligono Aperribai  
Crtra. Bilbao-San Sebastián,  
48960 Galdakano  
Tel.: 944267510  
Fax: 944267526  
bilbao@gaessa.com

#### GAES OVIEDO

Félix Aramburu 8  
33007 Oviedo  
Tel.: 985232997  
Fax: 985272463  
oviedo@gaessa.com

#### GAES ZARAGOZA

Pol. Empresarium  
Sisallo 13 Nave 2  
50720 La Cartuja (Zaragoza)  
Tel.: 976523511  
Fax: 976529320  
zaragoza@gaessa.com

#### GAES BEASAIN

Pol. Ittola nº5 C  
Bº Salvatore  
20200 Beasain  
Tel.: 943881317  
Fax: 943881300  
beasain@gaessa.com

#### TT BENICASIM

Móvil: 646067981  
Benicasim (Castellón)  
ttbenicasim@ttbenicasim.com



Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira



#### GAES POWER TRANSMISSIONS S.L.

Mogoda 66, Nave 5 - Pol. Can Salvatella  
08210 Barbera del Vallés (BARCELONA)  
Tel.: 931143128  
Móvil: 663075641  
Fax: 937296262  
comercial@gpt.es

#### RODALSA

Barrachi 10 - Pabellón 21 - Pol. Betoño  
01013 VITORIA-GASTEIZ  
Tel.: 945289395  
Fax: 945289246  
rodalsa@infonegocio.com

#### SOLUCIONES TÉCNICAS NAVARRA S.L.

Irumuga 23 - Pol. Areta  
31620 Huarte (PAMPLONA)  
Tel.: 948361055  
Fax: 948361065  
soltecna@soltecna.com

#### ROLMEC

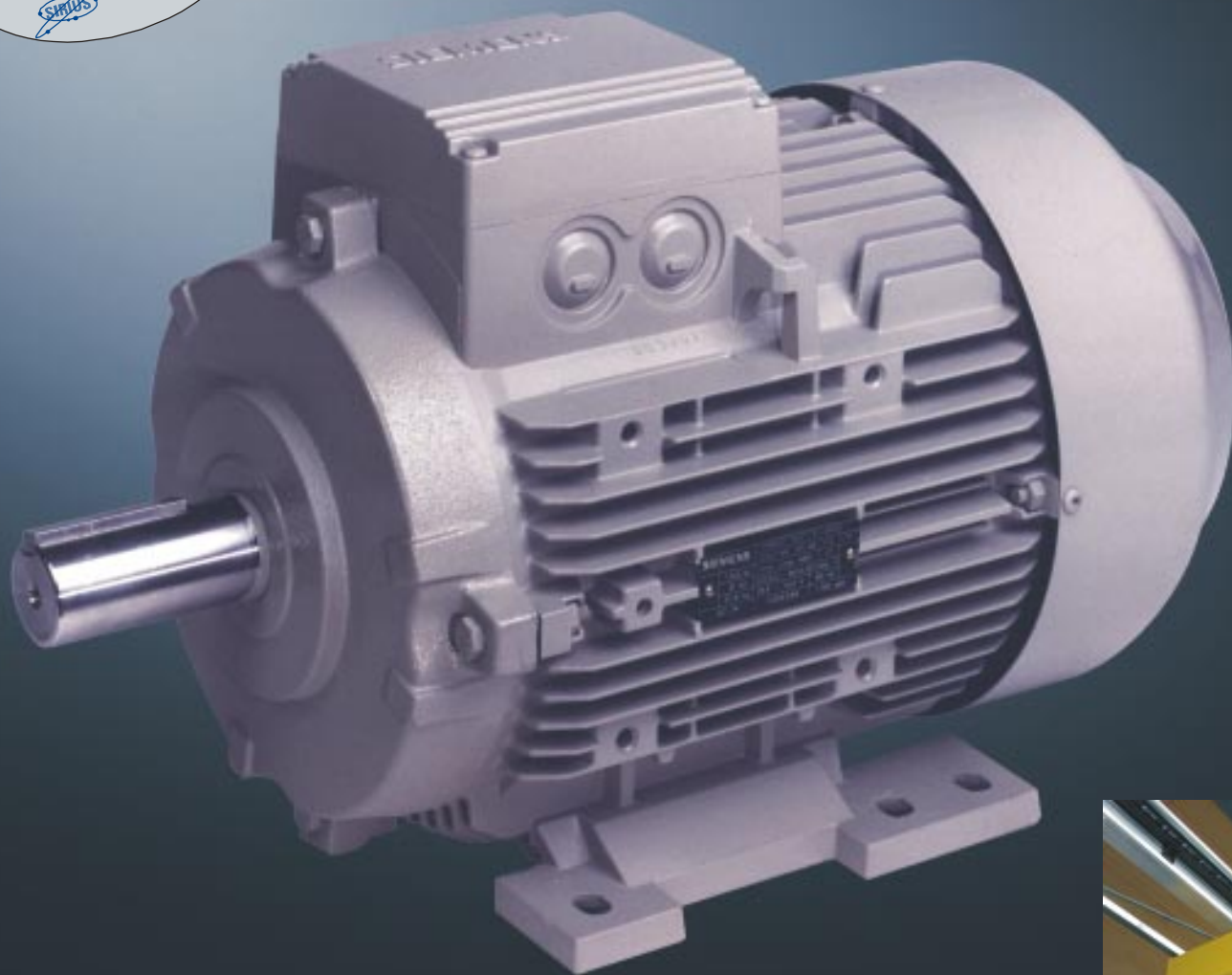
Estrada Conceição Abóboda nº67 Lj C  
2785-21 Sao Domingo de Rana (CASCAIS)  
Portugal  
Tel.: +351 214 452 760  
Móvil: +351 934 690 399  
rolmec@gaessa.com





**¡Su motor  
es muy valioso!**  
Protéjalo únicamente con  
productos Siemens:  
 **MICROMASTER**

**Fuertes y ágiles**  
**Diseño único, con la más alta tecnología**



# motores

# TRIFASICOS



**SIEMENS**



Disponibilidad de repuestos en todo el país

**upna**  
Universidad  
Pública de Navarra  
Sistema  
Universitario Politécnico  
Todos los derechos reservados  
Eskubide guztiak erresalbatu dira

Nuestro amplio conocimiento técnico, que tiene en el mundo más de 100 años de experiencia consolidada, dan como resultado un motor preparado para el futuro: diseño universal y ventajas técnicas y económicas evidentes.

La serie 1LA7 cumple con las exigentes demandas técnicas del mercado, demostrando una vez más, nuestro liderazgo a nivel mundial.

Aquí presentamos las características que identifican esta nueva serie de motores

### Carcasa

- Diseño unificado en aletas desde el tamaño 71 hasta el tamaño 160.
- Debido a su diseño con aletas posee una mayor conductividad térmica y por lo tanto, una mejor refrigeración.
- Patas integradas, diseñadas para soportar esfuerzos mecánicos exigentes.
- Pieza intermedia integrada a la carcasa.
- Placa de características en acero inoxidable.
- Con bornes de conexión para puesta a tierra.

### Platillos

- Con un nuevo diseño; más robustos y funcionales, que garantizan un perfecto desempeño ante exigencias mecánicas extremas.

### Caja de terminales

- Ubicada en la parte superior.
- Entrada de cables de la acometida por dos lados.
- Con bornera de conexión, lo que facilita su manejo.
- Posibilidad de conexión de puesta a tierra.
- Amplia y cómoda, lo que permite cambios de conexión técnicamente seguros.

### Rodamientos

- De tipo rígidos de bolas, de doble sello y con juego interno C3.
- Libres de mantenimiento.
- Con una vida útil de hasta 20.000 horas de servicio continuo.

### Protección mecánica

- Con retenedor tipo CD ring en el platillo AS.
- El diseño de la caperuza aumenta la protección del ventilador contra contactos involuntarios.
- Protegido contra chorros de agua en cualquier dirección y contra depósitos de polvo (IP55).

### Sistema de aislamiento tropicalizado

- Como en todos los motores Siemens, el sistema de aislamiento es apto para usarse con variadores de velocidad.
- Nuestros materiales aislantes y su comportamiento térmico nos permiten garantizar un f.s. de 1,15 para potencias normalizadas.
- Todos nuestros materiales utilizados en la fabricación de la nueva serie, son Clase F.

### Tensiones de funcionamiento

- La línea estándar tiene tensión conmutable 220/440V, 60HZ.
- Sin embargo, estamos en capacidad de suministrar cualquier tensión requerida, bajo consulta previa.
- Disponible para arranque directo en los tamaños 71, 80, 90 y 112.
- Aptos para arranque directo o estrella-triángulo a partir del tamaño 132.

### Disminución del nivel de ruido

- Todos los motores de la nueva serie 1LA7 disminuyen el nivel de ruido.

### Mayor rendimiento

- Con este nuevo diseño se ofrece mayor rendimiento, ahorrando energía.

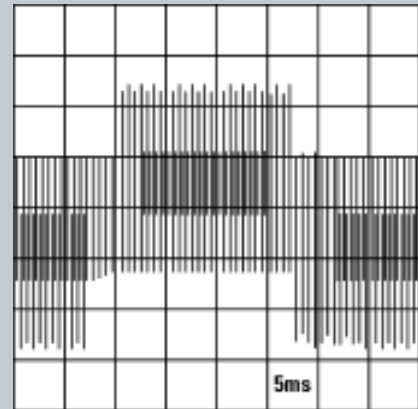
### Alta eficiencia

A partir de:	HP	RPM
	35	3.600
	30	1.800
	25	1.200

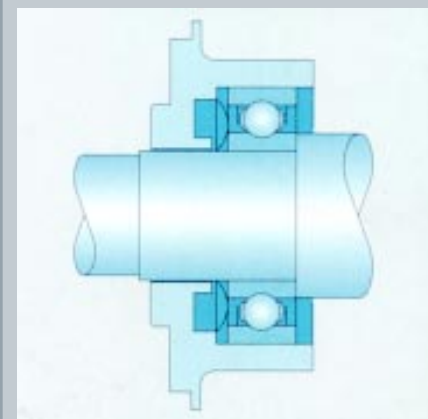
### Ventajas adicionales

- Diseño moderno, versátil y modular.
- Motor robusto.
- Libre de mantenimiento.
- Intercambiable con las anteriores series (1LA3 y 1LA5).
- Nuestra fábrica posee el Certificado de Aseguramiento de la Calidad ISO9001:2000, según IQNET.

### Sistema de aislamiento apto para variadores de velocidad



### Rodamientos



# Motores para cada necesidad

## Datos técnicos nominales

Velocidad 3600 rpm, 2 polos, 60 Hz															
Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	In		Eficiencia $\eta$ %	Factor de potencia $\cos \phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m <sup>2</sup>	Peso kg
			HP	kW		220V A	440V A								
25000001083	1LA7 070-2YA60	71M	0,75	0,56	1,15	2,40	1,20	79	0,79	3430	1,56	2,7	6	0,00035	4,3
25000001085	1LA7 073-2YA60	71M	1	0,75	1,15	3,50	1,75	65	0,89	3320	2,15	2,5	4,7	0,00045	6
25000001086	1LA7 080-2YC60	80M	1,2	0,90	1,05	4,00	2,00	68	0,90	3400	2,51	2,3	4,9	0,00085	8,4
25000001087	1LA7 080-2YA60	80M	1,5	1,12	1,15	5,30	2,65	69	0,90	3370	3,17	1,8	3,7	0,00085	8,4
25000001089	1LA7 083-2YA60	80M	2	1,49	1,15	6,20	3,10	74	0,86	3410	4,18	3,3	6,3	0,0011	10
25000001090	1LA7 090-2YC60	90S/L	2,4	1,79	1,15	7,00	3,50	79	0,83	3460	4,94	2,4	5,5	0,0015	11,7
25000001091	1LA7 090-2YA60	90S/L	3	2,24	1,15	9,00	4,50	76	0,84	3490	6,12	2,7	5,7	0,0015	13,7
25000001093	1LA7 096-2YA60	90S/L	4	2,98	1,15	12,20	6,10	82	0,88	3440	8,28	2,3	5,9	0,002	15
25000001094	1LA7 112-2YA60	112M	5	3,73	1,15	16,00	8,00	71,1	0,86	3480	10,24	2	5,2	0,0055	28
25000001095	1LA7 113-2YA60	112M	6,6	4,92	1,05	19,00	9,50	79	0,86	3480	13,51	2,6	6,8	0,0055	30,8
25000001096	1LA7 114-2YA60	112M	7,5	5,60	1,15	21,80	10,90	77,4	0,87	3460	15,44	2	5,8	0,0055	33,4
25000001097	1LA7 130-2YA70	132S/M	10	7,46	1,15	28,00	14,00	79	0,90	3500	20,35	2,4	6	0,016	50
25000001098	1LA7 131-2YA70	132S/M	12	8,95	1,05	32,00	16,00	80	0,89	3470	24,64	2,7	6,8	0,021	52,5
25000001099	1LA7 132-2YA70	132S/M	15	11,19	1,15	41,00	20,50	80,5	0,88	3500	30,53	2	6,5	0,021	56,5
25000001100	1LA5 163-2YB70	160M/L	20	14,92	1,15	56,00	28,00	87	0,90	3528	40,38	2	6	0,034	69,5
25000001101	1LA5 164-2YB70	160M/L	25	18,65	1,15	70,00	35,00	88	0,81	3540	50,31	2,1	5	0,04	82,5
25000001102	1LA5 167-2YB70	160M/L	30	22,38	1,05	81,00	40,50	90	0,88	3540	60,37	2,1	4,6	0,052	94
25000001103	1LA4 183-2YC80	180M	35	26,11	1,05	87,00	43,50	89	0,89	3540	70,43	2,5	6,6	0,077	160,5
25000001104	1LA4 184-2YA80	180M	40	29,84	1,05	102,00	51,00	90,5	0,88	3510	81,18	2,3	6,4	0,077	162
25000001105	1LA4 206-2YC80	200L	50	37,30	1,15	124,00	62,00	90	0,88	3530	100,90	2,4	6,6	0,14	235
25000001106 <sup>2)</sup>	1LA4 207-2YA80	200L	60	44,76	1,15	148,00	74,00	91	0,87	3545	120,57	2,4	6,5	0,16	260
25000001107 <sup>2)</sup>	1LA6 224-2YC80	225M	75	55,95	1,15	188,00	94,00	93,4	0,92	3540	150,93	1,8	6,8	0,24	320
26690 <sup>1)</sup>	1LG4 253-2AB60	250M	100	75,00	1,00		120,00	93,6	0,88	3558	177,00	2,1	6,9	0,41	375
26691 <sup>1)</sup>	1LG4 280-2AB60	280S	125	93,00	1,00		143,60	94,3	0,88	3570	241,00	2,4	7,5	0,72	510
26692 <sup>1)3)</sup>	1LG4 283-2AB60	280M	150	112,00	1,00		169,70	94,8	0,89	3570	289,00	2,5	7,6	0,86	555
26693 <sup>1)3)</sup>	1LG4 310-2AB60	315S	185	138,00	1,00		212,30	94,4	0,88	3576	352,00	2	7,4	1,2	700
26694 <sup>1)3)</sup>	1LG4 313-2AB60	315M	225	168,00	1,00		257,40	94,9	0,90	3576	423,00	2,1	7,3	1,4	770
26695 <sup>1)3)</sup>	1LG4 316-2AB90-Z	315L	275	205,00	1,10		309,90	95,4	0,91	3576	512,00	2,3	7,1	1,6	910
26696 <sup>1)3)</sup>	1LG4 317-2AB90-Z	315L	325	242,00	1,10		360,70	95,8	0,92	3580	641,00	2,5	7,5	2,2	1055



**Velocidad 1800 rpm, 4 polos, 60 Hz**

Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	In		Eficiencia $\eta$ %	Factor de potencia $\cos \phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m <sup>2</sup>	Peso kg
			HP	kW		220V A	440V A								
			25000001108	1LA7 070-4YC60		71M	0,4								
25000001109	1LA7 070-4YA60	71M	0,5	0,37	1,15	1,90	0,95	66	0,81	1590	2,24	1,3	2,7	0,0006	5,5
25000001110	1LA7 071-4YA60	71M	0,6	0,45	1,05	2,20	1,10	69	0,76	1680	2,54	1,8	3,4	0,0008	6
25000001111	1LA7 073-4YA60	71M	0,75	0,56	1,15	2,90	1,45	65	0,79	1650	3,24	1,9	3,7	0,0008	6
25000001113	1LA7 080-4YA60	80M	1	0,75	1,15	3,50	1,75	69,2	0,87	1660	4,29	1,9	3,7	0,0015	8,1
25000001114	1LA7 081-4YA60	80M	1,2	0,90	1,05	4,00	2,00	70	0,85	1675	5,10	2,2	3,7	0,0018	9,3
25000001115	1LA7 083-4YA60	80M	1,5	1,12	1,15	5,00	2,50	72	0,89	1650	6,48	1,8	3	0,0018	9,3
25000001117	1LA7 090-4YA60	90S/L	2	1,49	1,15	7,00	3,50	77	0,80	1700	8,38	2,2	4,4	0,0028	12,1
25000001118	1LA7 094-4YA60	90S/L	2,4	1,79	1,05	7,40	3,70	77	0,86	1690	10,12	2	4,5	0,0035	14,9
25000001119	1LA7 096-4YA60	90S/L	3	2,24	1,15	9,60	4,80	79	0,83	1708	12,51	1,8	3,6	0,0035	14,9
25000001120	1LA7 111-4YA60	112M	4	2,98	1,15	13,00	6,50	76,3	0,79	1750	16,28	2,2	5,6	0,0048	27,1
25000001121	1LA7 112-4YA60	112M	5	3,73	1,15	15,80	7,90	80,5	0,78	1740	20,47	2,3	6,5	0,0058	28,7
25000001122	1LA7 113-4YA60	112M	6,6	4,92	1,05	19,60	9,80	78	0,83	1740	27,02	2	6	0,011	31
25000001123	1LA7 114-4YA60	112M	7,5	5,60	1,15	23,20	11,60	80	0,79	1740	30,71	2,2	5,6	0,011	32,7
25000001124	1LA7 131-4YA70	132S/M	10	7,46	1,15	28,80	14,40	81	0,84	1750	40,71	2,3	6	0,018	46,5
25000001125	1LA7 133-4YA70	132S/M	12	8,95	1,05	34	17,00	81,2	0,83	1750	48,85	2,5	6,6	0,024	49
25000001126	1LA7 134-4YA70	132S/M	15	11,19	1,15	43	21,50	82,5	0,84	1750	61,06	1,8	5	0,024	62
25000001127	1LA5 164-4YB70	160 M/L	20	14,92	1,15	53	26,50	85	0,85	1760	80,95	1,8	6,3	0,04	77,5
25000001128	1LA5 167-4YC70	160 M/L	25	18,65	1,15	64	32,00	89	0,87	1755	101,48	1,8	5,4	0,052	85,5
25000001129	1LA4 183-4YA80	180M	30	22,38	1,05	78	39,00	90,7	0,83	1755	121,77	2	4,9	0,13	170
25000001130	1LA4 186-4YA80	180L	36	26,86	1,05	93	46,50	91,3	0,83	1760	145,71	2,8	6,8	0,15	190
25000001131	1LA4 187-4YA80	180L	40	29,84	1,05	104	52,00	91,3	0,83	1750	162,83	2	5,6	0,15	190
25000001132	1LA4 207-4YC80	200L	50	37,30	1,15	126	63,00	91,3	0,84	1760	202,38	2,7	6,8	0,24	250
25000001133	1LA6 220-4YA80	225S	60	44,76	1,15	148	74,00	96,2	0,86	1765	242,17	2,7	6,6	0,44	314
25000001134	1LA6 224-4YC80	225M	75	55,95	1,15	188	94,00	92,7	0,86	1780	300,16	2	5,1	0,52	321
26697 <sup>1)</sup>	1LG4 253-4AA60	250M	100	75,00	1,00		120,00	93,3	0,85	1780	355	2,5	6,3	0,69	390
26698 <sup>1)</sup>	1LG4 280-4AA60	280S	125	93,00	1,00		145,00	94,2	0,85	1785	482	2,5	7,4	1,29	520
26699 <sup>1)</sup>	1LG4 283-4AA60	280M	150	111,90	1,00		177,50	94,6	0,86	1785	579	2,5	7,4	1,47	565
26700 <sup>1)3)</sup>	1LG4 310-4AA60	315S	200	150	1,00		240,00	94,5	0,84	1783	707	2,6	6,5	2	700
26701 <sup>1)3)</sup>	1LG4 313-4AA60	315M	225	168	1,00		265,20	94,8	0,85	1783	848	2,8	6,9	2,46	775
26702 <sup>1)3)</sup>	1LG4 316-4AA90-Z	315L	275	205	1,10		323,10	95,4	0,86	1783	1.028	2,8	6,9	3,01	955
26703 <sup>1)3)</sup>	1LG4 317-4AA90-Z	315L	350	261	1,10		409,50	95,7	0,88	1785	1.285	2,8	7	3,91	1050

- 1) Para tensión de servicio a 220V, favor consultar.
- 2) Motores de fabricación bajo pedido.
- 3) Consultar tiempo de entrega.



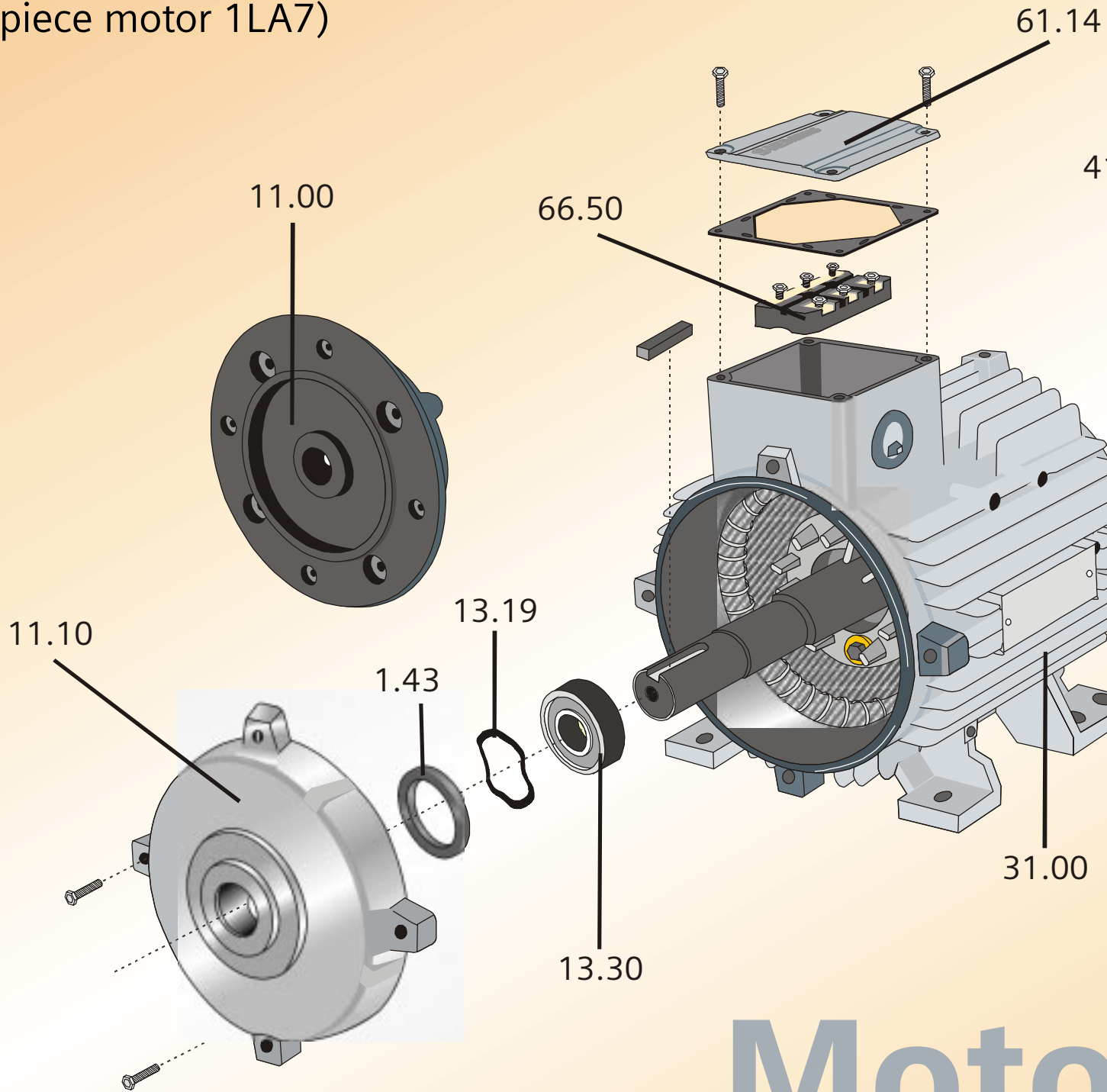
**¡Su motor es muy valioso!**  
 Protéjalo únicamente con productos Siemens.  
 **MICROMASTER**

Velocidad 1200 rpm, 6 polos, 60 Hz															
Código	Tipo	Frame IEC Tamaño	Potencia		F.S.	In		Eficiencia $\eta$ %	Factor de potencia Cos $\phi$	Velocidad nominal rpm	Torque nominal Nm	Torque de arranque Tarr / Tn	Cte. de arranque Iarr / In	Momento de inercia kg m <sup>2</sup>	Peso kg
			HP	kW		220V A	440V A								
25000001135	1LA7 072-6YA60	71M	0,4	0,30	1,05	1,60	0,80	65	0,76	1055	2,70	2,3	4,9	0,0006	5,7
25000001137	1LA7 080-6YC60	80M	0,6	0,45	1,05	2,40	1,20	63	0,82	1080	3,96	1,8	2,7	0,0015	8,5
25000001139 <sup>2)</sup>	1LA7 082-6YA60	80M	0,9	0,67	1,05	3,60	1,80	66	0,88	1080	5,94	1,9	3,1	0,0018	10,5
25000001140	1LA7 083-6YA60	80M	1	0,75	1,15	4,20	2,10	67	0,69	1090	6,54	2,6	4	0,0018	10,5
25000001142	1LA7 090-6YA60	90S/L	1,5	1,12	1,15	6,60	3,30	69	0,77	1110	9,63	2	3,4	0,0028	12
25000001143	1LA7 096-6YA60	90S/L	2	1,49	1,15	7,80	3,90	72	0,77	1100	12,95	2,7	6	0,0035	14,9
25000001144	1LA7 112-6YA60	112M	3	2,24	1,15	11,80	5,90	72,1	0,69	1150	18,58	1,9	4	0,011	26,7
25000001145	1LA7 113-6YA60	112M	4	2,98	1,15	15,00	7,50	76,8	0,68	1150	24,78	2	4,5	0,011	29,6
25000001146	1LA7 130-6YA70	132S/M	5	3,73	1,15	16,40	8,20	78,5	0,76	1150	30,97	1,8	4,6	0,015	40,5
25000001147	1LA7 133-6YA70	132S/M	7,5	5,60	1,15	26,00	13,00	78	0,74	1150	46,46	1,8	5,1	0,019	54
25000001148	1LA7 135-6YA70	132S/M	10	7,46	1,05	33,00	16,50	80,5	0,75	1150	61,95	1,9	5,2	0,025	60
25000001149	1LA5 164-6YB70	160M/L	15	11,19	1,05	44,00	22,00	85	0,80	1150	92,92	2	5,9	0,041	73,5
25000001150	1LA5 167-6YC70	160M/L	20	14,92	1,05	60,00	30,00	86	0,76	1170	121,77	1,8	5	0,049	89,5
25000001151 <sup>2)</sup>	1LA4 186-6YA80	180L	25	18,65	1,05	67,50	33,75	88	0,82	1170	152,22	2,6	5,6	0,2	180
25000001152 <sup>2)</sup>	1LA4 206-6YA80	200L	30	22,38	1,05	79	39,50	89	0,83	1175	181,88	2,3	5,4	0,29	240
25000001153 <sup>2)</sup>	1LA4 207-6YA80	200L	36	26,86	1,05	95	47,50	89	0,83	1175	218,26	2,6	5,6	0,33	255
25000001154 <sup>2)</sup>	1LA6 223-6YC80	225M	50	37,30	1,15	124	62,00	92	0,86	1170	304,43	2,4	5,8	0,57	315
26704 <sup>1)3)</sup>	1LG4 253-6AA60	250M	70	52	1,00		85,50	92,3	0,83	1176	360	2,6	6	0,81	370
26705 <sup>1)3)</sup>	1LG4 280-6AA60	280S	80	59	1,00		97,80	92,4	0,85	1178	436	2,5	6,4	1,17	460
26706 <sup>1)3)</sup>	1LG4 283-6AA60	280M	100	75	1,00		121,70	92,7	0,86	1180	533	2,5	6,4	1,53	500
26707 <sup>1)3)</sup>	1LG4 310-6AA60-Z	315S	135	106	1,10		163,70	93,1	0,84	1185	725	2,2	6,4	2,2	650
26708 <sup>1)3)</sup>	1LG4 313-6AA60-Z	315M	160	119	1,10		191,50	93,8	0,85	1185	870	2,4	6,8	2,65	705
26709 <sup>1)3)</sup>	1LG4 316-6AA90-Z	315L	200	150	1,10		239,40	94,1	0,85	1185	1.063	2,5	6,8	3,35	870
26710 <sup>1)3)</sup>	1LG4 317-6AA90-Z	315L	225	168	1,10		269,30	94,7	0,85	1183	1.276	2,5	6,9	4,2	980



# Motores fuertes y ágiles

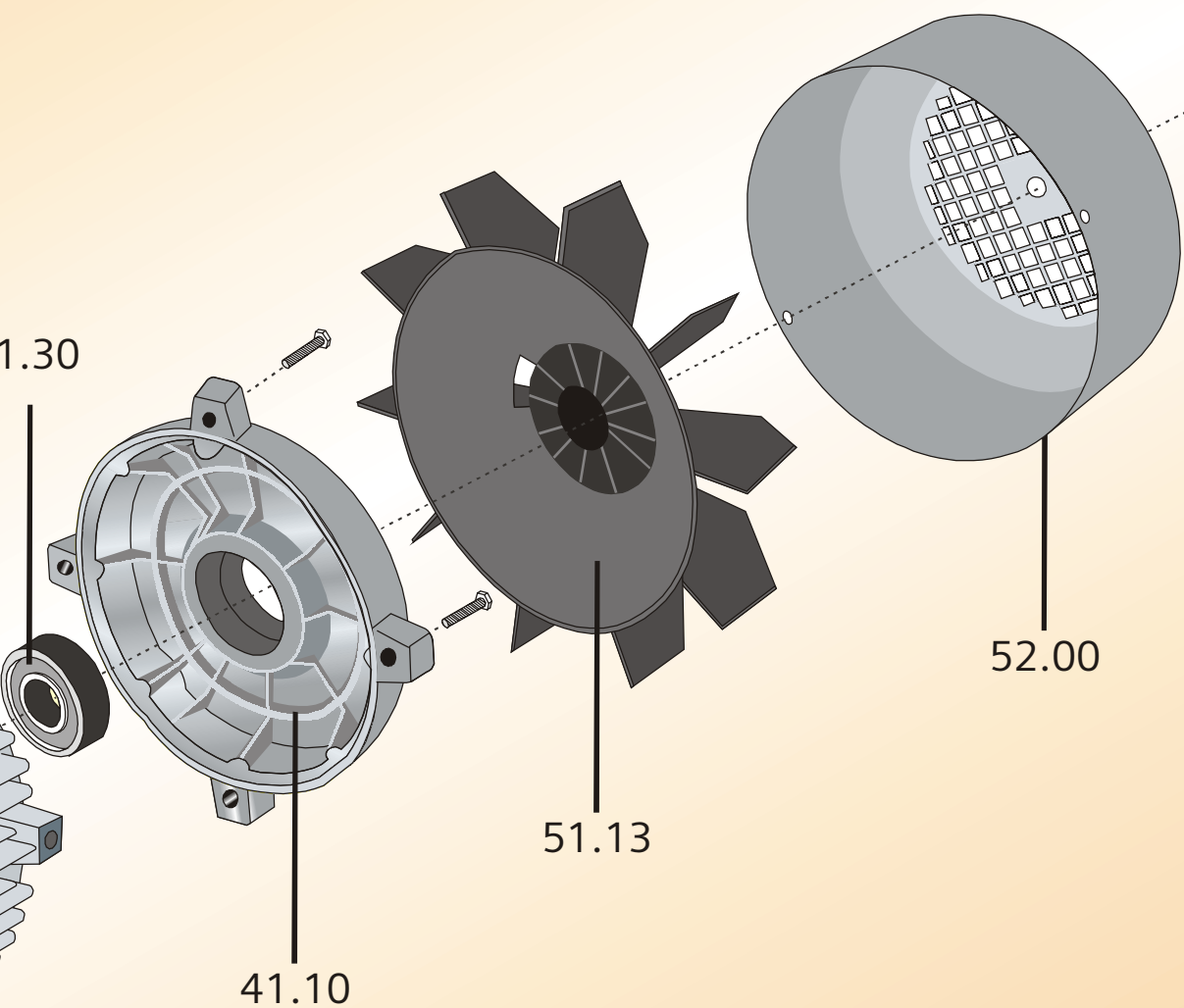
Diseño único con la más alta tecnología  
(Despiece motor 1LA7)



# Moto

# TRIFASICOS

Disponibilidad



# ores

de repuestos en todo el país

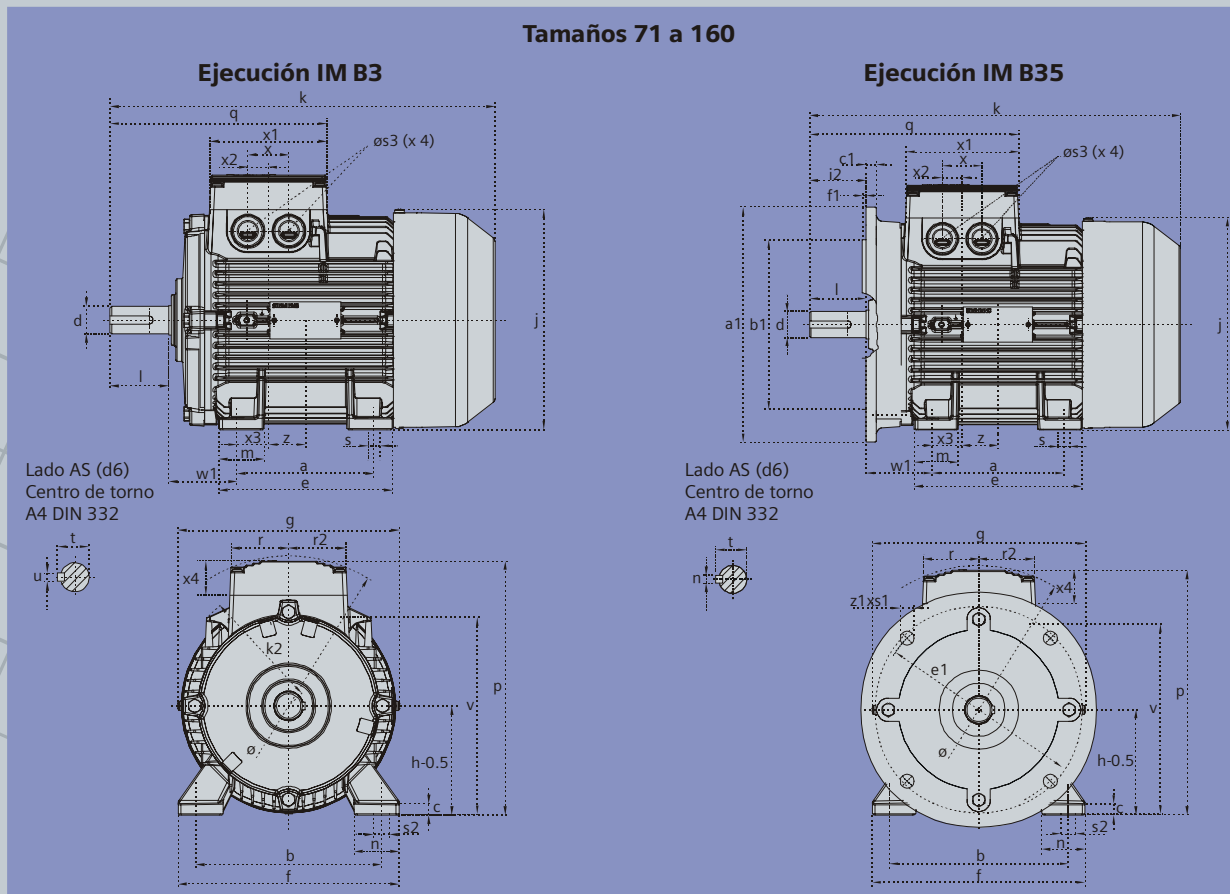
- 1.43 Retenedor
- 11.00 Platillo AS/B5
- 11.10 Platillo AS/B3
- 13.19 Arandela de presión
- 13.30 Rodamiento AS
- 31.00 Carcasa - Estator
- 41.10 Platillo BS/B3
- 41.30 Rodamiento BS
- 51.30 Ventilador
- 52.00 Caperuza
- 61.14 Tapa caja de bornes
- 66.50 Regleta de bornes

**Medidas para montaje (dimensiones en mm)**

Motor tamaño	Medidas comunes (IM B3, IM B5)						medidas de la forma constructiva IM B3										Medidas de la forma constructiva IM B5 / IM B35						
	l	d	t	u	g	g <sub>1</sub>	p/p <sub>2</sub>	k	a	b	h	w <sub>1</sub>	s	e	f	a1	b1	c1	e1	f1	s1	k	
071	30	14	16.1	5	148	-	178.5	240	90	112	71	45	7	107.5	132	160	110	5.5	130	3.5	10.5	231	
080	40	19	21.5	6	163	-	193.5	273.5	100	125	80	50	9.5	119.5	150	200	130	8	165	3.5	13	283	
090 S	50	24	26.9	8	181	-	211.5	331	100	140	90	56	10	114.5	165	200	130	7	165	3.5	13	324	
090 L	50	24	26.9	8	181	-	211.5	331	125	140	90	56	10	144.5	165	200	130	7	165	3.5	13	324	
112 M	60	28	31.0	8	227	-	260	393	140	190	112	70	12	176	226	250	180	11	215	4	14.5	388	
132 S	80	38	41.3	10	264.5	-	315	481	140	216	132	89	12	1218	256	300	230	14	265	4	15	481	
132 M	80	38	41	10	266	-	299	491	178	216	132	89	12	218	226	300	230	12	265	4	4.5	491	
160 M	110	42	45.0	12	320	-	365.5	629	210	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628	
160 L	110	42	45.0	12	320	-	365.5	629	254	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628	
180 M	110	48	51.5	14	357	499	410	653	241	279	180	121	16	301	339	350	250	13	300	5	18	653	
180 L	110	48	51.5	14	357	499	410	691	279	279	180	121	16	339	339	350	250	13	300	5	18	691	
200 L	110	55	59.0	16	403	534	460	743	305	318	200	133	20	385	398	400	300	15	350	5	18	743	
225 S	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	286	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17.5	*830	
225 M	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	311	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17.5	*830	
250 M	140	*65	*69	18	520	-	680	930	349	406	250	168	24	409	506	550	450	18	500	5	17.5	930	
280 S	140	*75	*79.5	*20	575	-	735	1005	368	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17.5	1005	
280 M	140	*75	*79.5	*20	575	-	735	1005	419	457	280	190	24	479	557	550	450	18	500	5	17.5	1005	
315 S <sup>1)</sup>	140	65	69	18	645	-	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110	
315 S <sup>2)</sup>	170	85	85	22	-	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140	
315 M <sup>1)</sup>	140	65	69	18	645	-	-	1110	406	508	315	216	28	527	628	660	550	22	600	6	22	1110	
315 M <sup>2)</sup>	170	80	85	22	-	-	-	1140	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1140	
315 L <sup>1)</sup>	140	65	69	18	645	-	-	1250	508	508	315	216	28	578	628	660	550	22	600	6	22	1250	
315 L <sup>2)</sup>	170	80	85	22	-	-	-	1280	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1280	

- 1) Motores de dos polos
- 2) Motores de 4 a 8 polos

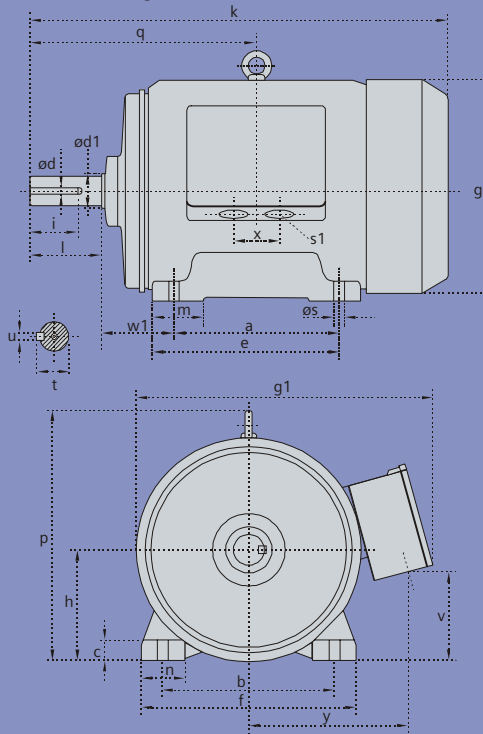
\* Para motores de dos polos cambian las siguientes medidas: - Tamaño constructivo 225 M: l=110; d=55; t=59; u=16 mm.; k=800.....  
 - Tamaño constructivo 250 M: d=60; t=64.....  
 - Tamaño constructivo 280 S: d=65; t=69; u=18 mm.



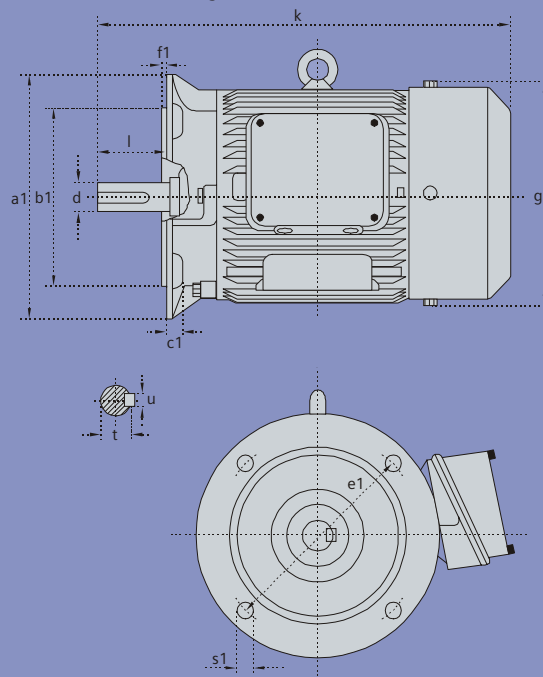


Tamaños 180 a 200

Ejecución IM B3

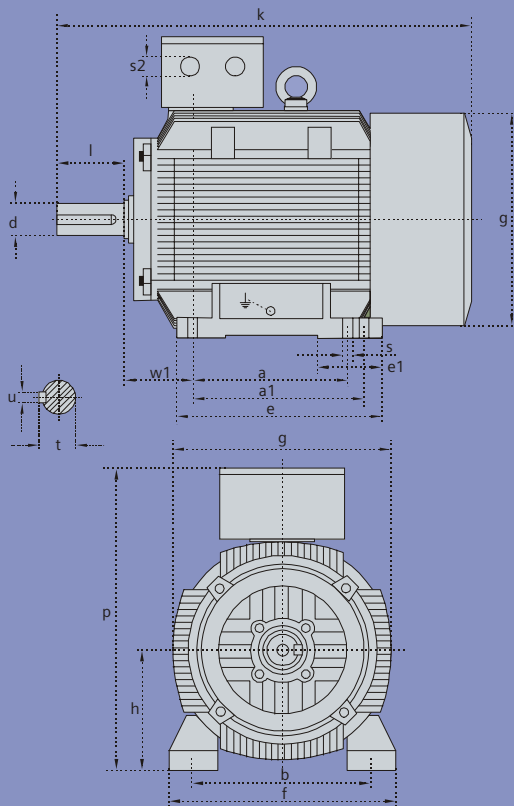


Ejecución IM B5

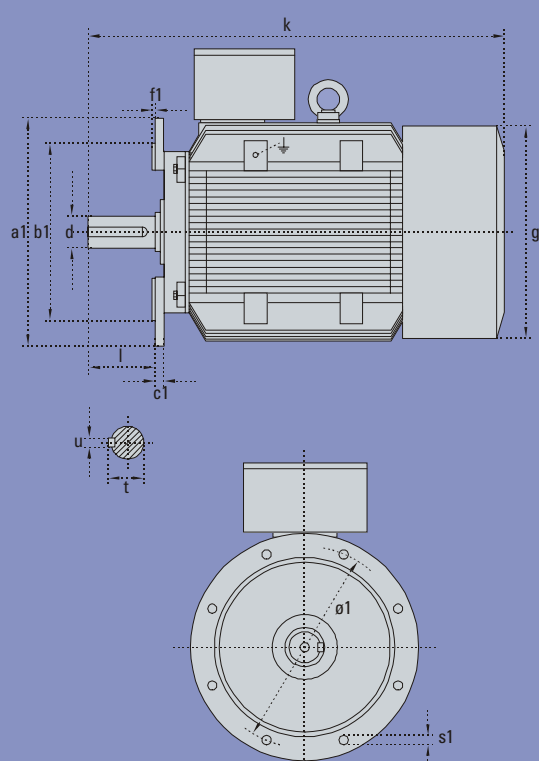


Tamaños 225 a 315

IM B3



IM B5



# Siemens, Calidad bien certificada



Distribuidor

## Siemens S.A. Productos Eléctricos Industriales

### Colombia

#### Sede principal

Bogotá  
Cra. 65 No. 11-50  
☎ 2942430 - 2942567  
Fax. 2942254  
✉ 80150

#### Sucursales

Barranquilla  
Cra. 51 B No. 76-136, piso 5  
☎ (95) 3589777  
Fax. (95) 3689509  
✉ 31170

Occidente (Cali)  
Cra. 40 No. 13-05  
Urbanización ACOPI-Yumbo  
☎ (92) 6644400  
Fax. (92) 6653056  
✉ 2435 Cali

Medellín  
Diag. 47 No. 15 sur - 31  
☎ (94) 3253066  
Fax. (94) 3132557  
✉ 3494

### Venezuela

#### Sede Caracas

Av. Don Diego Cisneros,  
Edificio Siemens, Urb.  
Los Ruices, Caracas 1071  
☎ ++58.212.238 1733  
Fax. ++58.212.203 8200  
✉ 3616 Caracas 1010-A

Sucursal Maracaibo  
Av. 17 Los Haticos,  
No.112-224, Edificio  
Siemens  
☎ ++58.261.65 0430  
Fax. ++58.261.65 2738  
✉ 1089 Maracaibo 4001

Oficina Valencia  
Av. Norte Sur 5, Zona  
Indus. Municipal Norte,  
Edif. Siemens  
☎ ++58.241.34 2482  
Fax. ++58.241.33 4518  
✉ 455 Valencia 2003

Oficina Puerto Ordaz  
Carrera Ciudad Piar,  
Edificio Uyapar, Piso 1, Pto  
Ordaz 8015  
☎ ++58.286.23 3840  
Fax. ++58.286.23 0031

Oficina Puerto La Cruz  
Av. Intercomunal, Sector  
Las Garzas, C.C. Bahía,  
Local 114, Barcelona 6001.  
☎ ++58.281.86 8922  
Fax. ++58.281.86 8544