



# ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES Y DE TELECOMUNICACIÓN

Titulación:

INGENIERO TÉCNICO INDUSTRIAL MECÁNICO

Título del proyecto:

DESARROLLO DE GUIONES DE PRÁCTICAS PARA LAS  
ASIGNATURAS DEL ÁREA DE MECÁNICA DE FLUIDOS.  
PARTE I

MEMORIA

Alumno:

Pablo Olazarán Santesteban

Tutores:

Justo García Ortega

Javier León Iriarte

Pamplona, abril de 2012









## ÍNDICE

<b>1. PLANTEAMIENTO Y OBJETIVOS DEL PROYECTO FIN DE CARRERA.....</b>	<b>7</b>
<b>2. ANTECEDENTES HISTÓRICOS .....</b>	<b>9</b>
<b>3. INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>19</b>
3.1. Historia de la Universidad Pública de Navarra .....	19
3.2. Laboratorios del Área de Mecánica de Fluidos.....	22
3.2.1. Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas .....	22
3.2.2. Laboratorio de mecánica de fluidos .....	23
3.2.3. Laboratorio de fluidos II.....	23
3.3. Equipos utilizados en la realización de los guiones .....	24
<b>4. METODOLOGÍA DOCENTE DE LOS GUIONES.....</b>	<b>33</b>
<b>5. GUIONES DE PRÁCTICAS.....</b>	<b>34</b>
5.1. Determinación del centro de presiones .....	35
5.1.1. Determinación del centro de presiones (guión para el profesor) .....	47
5.2. Determinación de la posición del metacentro en un objeto flotante.....	61
5.2.1. Determinación de la posición del metacentro en un objeto flotante (guión para el profesor) .....	67
5.3. Estudio y calibrado de un Venturi .....	77
5.3.1. Estudio y calibrado de un Venturi (guión para el profesor) .....	83
5.4. Pérdidas primarias en tuberías .....	89
5.4.1. Pérdidas primarias en tuberías (guión para el profesor) .....	95
5.5. Pérdida de carga en una válvula de mariposa.....	104
5.5.1. Pérdida de carga en una válvula de mariposa (guión para el profesor) .....	110
5.6. Pérdida de carga en una válvula de diafragma .....	118
5.6.1. Pérdida de carga en una válvula de diafragma (guión para el profesor) .....	124
5.7. Estudio experimental de una turbina Pelton .....	130
5.7.1. Estudio experimental de una turbina Pelton (guión para el profesor) .....	167
5.8. Estudio experimental de una turbina Kaplan .....	216
5.8.1. Estudio experimental de una turbina Kaplan (guión para el profesor) .....	242
5.9. Calibración de un manómetro.....	316



5.9.1. Calibración de un manómetro (guión para el profesor) .....	329
<b>6. CONCLUSIONES Y COMENTARIOS .....</b>	<b>343</b>
<b>7. BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>345</b>



## 1. PLANTEAMIENTO Y OBJETIVOS DEL PROYECTO FIN DE CARRERA

El presente Proyecto Fin de Carrera se ubica dentro de la rama de Mecánica de Fluidos y se caracteriza principalmente por la realización de ensayos en el laboratorio. Tiene como objetivo la realización de una serie de guiones de prácticas relacionadas con el área de Mecánica de Fluidos del Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales de la Universidad Pública de Navarra. Dichos guiones de prácticas tienen prevista su utilización en los nuevos Grados en Ingeniería Electromecánica y en Tecnologías Industriales, en la asignatura Ingeniería de Fluidos y en Máquinas y Sistemas Fluidomecánicos.

En la actualidad existen una serie de guiones de prácticas que se llevan empleando desde hace ya varios años. Por ello, en el presente Proyecto Fin de Carrera se llevarán a cabo dos tareas: una primera de mejora y actualización de los guiones ya existentes y una segunda de desarrollo de nuevos guiones de prácticas que complementen a los anteriormente citados.

Por tanto, este proyecto busca realizar unos guiones que compartan una misma estructura, que mantengan el rigor teórico, matemático y lingüístico propio de las ingenierías, y a su vez que sean claros y sencillos de comprender por parte del alumno. Además, con estos guiones se pretenden reforzar los conocimientos aprendidos en clase, incluyendo fundamentos teóricos que ayuden a una mejor comprensión de las prácticas y faciliten su realización tanto en los laboratorios como fuera de ellos. Continuando con esta idea se van a incluir fotografías actuales de los equipos y esquemas, todo ello dirigido a una motivación adicional para el alumno, una presentación estética y moderna, y una visualización general del desarrollo de la práctica.

El esfuerzo realizado por antiguos alumnos que desarrollaron algunos de los equipos de los laboratorios del área de mecánica de fluidos, que hasta ahora no habían sido usados, servirá para la creación de nuevos guiones inéditos que duplicarán el número total de prácticas realizables, quedando en consonancia con el objetivo del plan del Espacio Europeo de Educación Superior (EEES) de aumentar el número de horas de enseñanza práctica.

Los guiones que se van a realizar tratarán de estudiar algunos de los dispositivos más relevantes de la mecánica de la fluidos, como las turbinas Pelton, Francis y Kaplan, las bombas centrífugas, etc. y fenómenos como el golpe de ariete, la cavitación o las pérdidas primarias y secundarias, entre otros. En su desarrollo, cada práctica será realizada en el laboratorio correspondiente. Se tomarán los datos obtenidos y con ellos se desarrollará una copia de cada guión en la que se incluirán los resultados pedidos al alumno. Estos guiones completos servirán de guía al profesor a la hora de realizar las prácticas y de corregir los guiones entregados por los alumnos.

Para la realización de estos guiones del profesor se tomarán los datos necesarios para que los resultados sean fiables y concluyentes, aunque posteriormente se ajustará el número de datos pedidos a los alumnos para que el resultado de la práctica sea correcto y la duración de la misma sea adecuada (entre una y dos horas).

Al realizar este proyecto se tendrá presente que formará parte en el aprendizaje de los futuros graduados, por lo que su desarrollo se hará de acuerdo a su importancia.







## 2. ANTECEDENTES HISTÓRICOS

La Mecánica de Fluidos se ocupa de aquellos cuerpos cuyo estado es líquido o gaseoso, dentro de una serie de limitaciones. De estos cuerpos, el agua y el aire son los más abundantes en la naturaleza, y son los que más aplicaciones han tenido para el hombre desde los tiempos más antiguos. No está de más hacer un breve recorrido por la historia de estas aplicaciones, puesto que serán la base de la ciencia de la Mecánica de Fluidos.

El aire y el agua, junto con el fuego y la tierra, fueron considerados por el filósofo griego Empédocles como los elementos constitutivos de todos los cuerpos. Este sería el primer intento de explicación científica del universo en el que están involucrados dos fluidos importantes: el agua y el aire. No es de extrañar esta teoría filosófica, si se tiene en cuenta la experiencia que entonces el hombre tenía del aire y del agua, dos elementos fundamentales en la existencia de los seres vivos.

En lo que se refiere a sus aplicaciones técnicas, desde la más remota antigüedad el hombre había utilizado el agua para facilitar su tarea. El cigüeñal, que era una palanca que en un extremo tenía un recipiente con agua y en el otro un contrapeso, fue una de las primeras máquinas hidráulicas conocidas y aún está en uso para regar en algunos lugares. Una vez conocido el uso de la rueda, fue posible acoplarle cangilones en su periferia, donde, al girar, el agua podía subir hasta una cierta altura. Tenemos así una segunda máquina hidráulica muy difundida en el mundo árabe: la noria. Otra máquina muy antigua para elevar el agua fue la clóquea o espiral de Arquímedes, basada en el principio del plano inclinado desarrollado alrededor de un cilindro: al girar éste, el agua asciende. El sabio helenístico Ctesibio concibió la bomba hidráulica de émbolo, que en España recibió el nombre de “tesibica”, a causa del nombre de su inventor.

También eran conocidas las máquinas que aprovechaban la energía del agua. En la Grecia antigua se usaba la rueda hidráulica, con unas paletas periféricas movidas por la corriente de agua. El arquitecto romano Vitruvio (siglo I d.C.) describe una de tipo vertical con un eje horizontal destinada a mover un molino. Las ruedas hidráulicas podían situarse también en un plano horizontal con el eje vertical, disposición que permitía adaptarlas sin engranajes de cambio de dirección a las muelas.

Los molinos hidráulicos conocieron su verdadera expansión a lo largo de la Edad Media. Al Occidente europeo llegaron también los molinos de viento, cuyo origen se sitúa en los primitivos molinos de Persia del siglo VIII. La generalización de los molinos hidráulicos y eólicos en la Europa medieval nos permite situar en esta época la primera revolución energética basada en estos dos elementos naturales.

A la historia de la técnica española se le ha dedicado, lamentablemente, muy poca atención, con el tópico generalizado de que ésta tuvo escasa importancia frente a otros aspectos políticos, religiosos, militares o artísticos. Varias investigaciones en este campo desmienten la afirmación generalizada del poco peso de la técnica española del pasado en la evolución de la invención de nuevas máquinas. Precisamente, en el caso de la hidráulica, se han descubierto manuscritos y documentos en archivos españoles que demuestran la aportación española a los avances técnicos.

El descubrimiento del manuscrito de Francisco Lobato, obra de este inventor medinense del siglo XVI, permite comprobar la evolución del antiguo molino de rueda horizontal hacia la turbina, que fue desarrollado en España en esta época. El molino llamado “de regolfo”, aprovechaba por primera vez la fuerza centrífuga, rodeando al



“rodezo” por una pieza cilíndrica. Lobato perfeccionó este sistema dotándole de un “rodezo” metálico con álabes curvados hacia atrás, para aprovechar el principio de la reacción del agua a la salida. Alonso Sánchez Cerrudo, patentaría poco después un “regolfo” totalmente cerrado para aprovechar la presión del agua, con un difusor en sifón. Todo ello dos siglos y medio antes de que el francés Fourneyron inventase lo que se considera aún la primera turbina hidráulica.

Si el manuscrito de Lobato representa el primer cuaderno español de anotaciones sobre molinos y otros ingenios, el texto conocido como “Los veintiún libros de los ingenios” escrito por el aragonés Pedro Juan de Lastanosa hacia 1570, es el primer tratado sistemático sobre el agua y sus aplicaciones. En estos veintiún libros o capítulos aparece un estudio científico de las propiedades del agua; su conducción por tuberías y canales; las obras hidráulicas: presas, acueductos, puentes y puertos y un detalladísimo análisis de las máquinas hidráulicas que se utilizaban en la época. Este manuscrito se ha venido atribuyendo erróneamente a Juanelo Turriano, famoso relojero de Carlos V y Felipe II, que hizo un ingenioso artificio para elevar el agua desde el río Tajo hasta el Alcázar de Toledo.

Los libros españoles de hidráulica siguieron la tónica de los manuscritos italianos del Renacimiento, singularmente los de Leonardo da Vinci, de los que se tenían algunos ejemplares en España. Pero, en algunos aspectos, la técnica española logró introducir grandes innovaciones sobre lo que se conocía en el siglo XVI, particularmente en la minería, la náutica y los molinos. La gran cantidad de invenciones patentadas que se han encontrado, evidencian la pujanza de la tecnología española en este período.

Entre los inventores españoles destaca la figura de Jerónimo de Ayanz (1553-1613), autor de más de 50 invenciones entre las que destacan las barcas submarinas, los buzos autónomos, el aire acondicionado y las máquinas de vapor. En hidráulica, Ayanz ideó nuevos tipos de máquinas elevadoras de agua, anticipadoras de las modernas bombas volumétricas. Utilizando el efecto de aumento de velocidad creado por una depresión en un fluido, mucho antes de ser formulado por Bernoulli, Ayanz inventó el eyector de vapor para provocar una corriente.

En el siglo XVII se inicia lo que se conoce como la “revolución científica”. La nueva mecánica de Galileo (1564-1642) servirá de base para el desarrollo de la Fluidomecánica. Simón Stevin sentará los principios de la Hidrostática y Evangelista Torricelli (muerto en 1642) enunciará su teorema de la velocidad de salida de un líquido por un orificio. Los estudios de la presión atmosférica por este último y por Pascal, ayudarán a entender el efecto del vacío, que ya había sido comprobado experimentalmente desde la época de Leonardo.

Independientemente de los estudios teóricos, prosiguieron los ensayos para obtener energía a través del vapor de agua. Thomas Savery patentó, en 1698, una máquina que elevaba el agua utilizando la energía del vapor, muy similar a la que Ayanz había ensayado un siglo antes. Thomas Newcomen, asociándose con Savery, desarrolló una máquina de vapor atmosférica en 1712. James Watt, en 1768, la perfeccionaría incorporando un condensador separado. La era del vapor de agua había nacido, y con ella la Revolución Industrial.

Las nuevas máquinas fueron un incentivo para el estudio teórico de los fluidos en general. Mientras en Gran Bretaña se desarrollaba la máquina de vapor, en Francia se perfeccionaban las turbinas hidráulicas, contraponiendo el combustible fósil, “la hulla negra”, con la energía del agua, la “hulla blanca”. Es así como Fourneyron, basándose en los molinos de “regolfo” de origen español existentes en el sur de Francia, desarrolló la

primera turbina en 1826. Los estudios de La Fontaine, Poncelet y otros, harían posible la evolución hacia las turbinas hidráulicas actuales.

El avance de la Mecánica de Fluidos en el plano teórico contribuyó al perfeccionamiento de las máquinas hidráulicas y al estudio de los transportes de fluidos por tuberías y canales. Es preciso citar a Daniel Bernoulli (1700-1782), miembro de una extensa familia de matemáticos y científicos por sus análisis sobre el movimiento de los



Fig. 1: Daniel Bernoulli

fluidos, que le condujeron a su famoso teorema. Hay que hacer mención aquí de otras muchas contribuciones de matemáticos, como D'Alambert, Lagrange y varios miembros de las nuevas escuelas de ingenieros francesas que comenzaron entonces a funcionar. Siguiendo este modelo, Agustín de Betancourt iniciaría la Escuela de Caminos en España. Entre los hombres que contribuyeron fuertemente a sentar las bases teóricas de la Fluidomecánica, hay que mencionar a Leonard Euler (1707-1783) quien además se ocupó de las turbinas a reacción.

El siglo XIX representó un considerable avance en los estudios teóricos de la Mecánica de Fluidos y en sus aplicaciones a la Hidráulica. La construcción de canales y sistemas de abastecimiento de agua por tuberías, determinó el estudio del flujo del agua a través de conductos, en los que destacan los estudios de Venturi, Chézy, Borda, Bazin, Froude, Stokes y Reynolds, este último con su experiencia para determinar la aparición del régimen turbulento en una tubería y su demostración del fenómeno de la cavitación. Todo esto sentó las bases para que continuasen, a lo largo del siglo XX, los análisis del flujo de fluidos en conductos, con la teoría de capa límite de Prandtl y los estudios de Nikuradse, Colebrook y Moody, entre otros. La contribución de éstos y muchos otros hombres de ciencia, matemáticos e ingenieros, cuyos nombres y resultados nos es imposible citar en esta brevísima introducción histórica, ha hecho posible la configuración teórica y práctica de la Fluidomecánica actual.

### **Evolución histórica de las turbomáquinas hidráulicas**

La historia crítica y técnica de las turbomáquinas hidráulicas está aún por escribir. Las primeras turbomáquinas hidráulicas, construidas muchas veces al menos en gran parte de madera, se desarrollaron mediante tanteos meramente empíricos, y muestran la ignorancia total de la teoría existente en aquellos años. La evolución de las turbomáquinas ha sido el resultado de innumerables pequeñas mejoras. Un esfuerzo sistemático ha sido realizado desde aproximadamente la segunda mitad del siglo pasado por las grandes casas constructoras europeas y americanas. Sin pretender hacer ningún resumen de la historia de las turbomáquinas recogemos a continuación algunos datos de interés.

#### *Turbinas hidráulicas*

La sencilla *rueda hidráulica* con paletas precursora de las modernas turbinas para la utilización de la energía del agua, con fines de riego y drenaje, parece que se desarrolló en Egipto, Mesopotamia y China mil años antes de la Era Cristiana. Por aquella época aparecieron también en Persia los primeros molinos de viento, que fueron instalados con

profusión en el mundo islámico en el siglo VIII de nuestra era, los cuales emplean la energía eólica o cinética del aire para producir trabajo.

Muchos siglos más tarde, el francés Parent (1666-1716), físico y matemático de París



Fig. 2: Leonard Euler

y miembro de la Real Academia de Ciencias, estudia por primera vez el funcionamiento de las ruedas hidráulicas, y genialmente prevé que existe una relación óptima entre la velocidad de la rueda y la velocidad de la corriente de agua. Sin embargo, las turbomáquinas como ciencia no se crean hasta que Euler en 1754 publica su famosa memoria de Berlín sobre maquinaria hidráulica, en la que expone su teoría de las máquinas de reacción: *Théorie plus completé des machines qui sont mises en mouvement par la reaction de l'eau*. En esta memoria desarrolla Euler por vez primera la *ecuación fundamental de las turbomáquinas*, deducida igualando el par a la variación del momento de la cantidad de movimiento del fluido en su paso por el rotor. Posteriormente el

ingeniero francés Claude Burdin (1790-1873), profesor de la Escuela de Minas de Saint Etienne, en su célebre memoria de la Academia de Ciencias desarrolla la teoría “des turbines hydrauliques ou machines rotatoires á grande vitesse” y acuña por vez primera la palabra “*turbina*” para el vocabulario técnico.

Burdin fue un ingeniero teórico, pero su discípulo Fourneyron (1802-1867) fue un ingeniero práctico, y logró en 1826 construir la primera turbina hidráulica experimental digna de tal nombre. Más aún a lo largo de su vida, Fourneyron construirá un centenar más de turbinas hidráulicas para diferentes partes del mundo. Esta turbina, que tuvo un éxito clamoroso, porque se echaba de menos una máquina capaz de explotar saltos mayores que los explotables con las antiguas ruedas hidráulicas, era radial centrífuga, de inyección total y escape libre, aunque Fourneyron previó también el tubo de aspiración, cuyo estudio realizó él mismo.

Desde 1837 las turbinas hidráulicas axiales de Herschel y Jonval compiten con las de Fourneyron. Otras turbinas anteriores al siglo XX fueron la de La Fontaine, y sobre todo la desarrollada en 1851 por Girard, que era de acción de inyección total y que alcanzó una notable difusión en Europa.

Los tipos mencionados no son los únicos, y, aunque algunas de estas turbinas hidráulicas han logrado asombrosa longevidad y aún siguen en funcionamiento, han dejado de construirse por las razones siguientes:

- 1ª) Rendimiento bajo sobre todo en cargas parciales (de 70-75% a plena carga hasta 50-55% a 50% de la misma).
- 2ª) Velocidad de giro muy reducida.

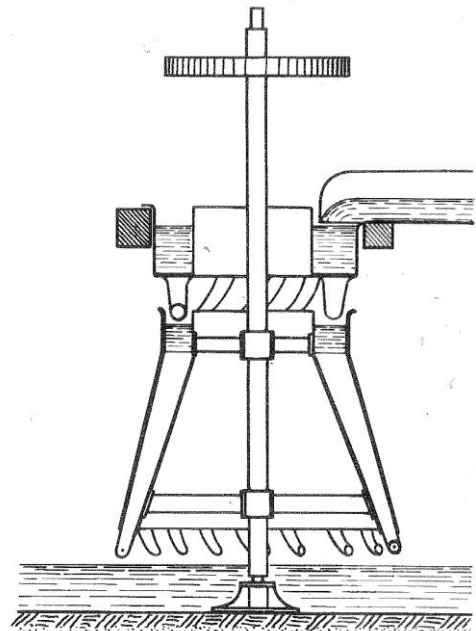


Fig. 3: Turbina hidráulica propuesta por Euler.

3ª) Como consecuencia de la anterior, potencia por unidad muy baja.

En 1891 la central de Niágara causó sensación con una potencia instalada de 1470 kW. A comienzos del siglo XX aparecen las turbinas hidráulicas de gran velocidad y gran rendimiento, únicas que se construyen en la actualidad.

A grandes rasgos se puede resumir así el desarrollo de las turbinas hidráulicas:

- el siglo XVIII es el siglo de gestación de las turbinas hidráulicas.
- el siglo XIX el de su nacimiento (en este siglo nacieron en América las turbinas Pelton y Francis).
- el siglo XX el de su desarrollo.

A principios de siglo aparecen las turbinas de gran velocidad.

1905 – en USA existen turbinas hidráulicas de 7360 kW girando a 250 rpm (Turbinas Francis gemelas)

1915 – creación de la turbina Kaplan

1918 – creación de la turbina Banki

1919 – creación de la turbina Turgo

1950 – creación de la turbina Dériaz

### *Bombas hidráulicas*

La invención de la bomba centrífuga se atribuye al gran genio florentino del Renacimiento y uno de los genios más grandes de la humanidad, Leonardo da Vinci (1452-1519).

Hacía llegar el líquido al centro de un cilindro vertical en rotación, que le impartía la energía necesaria para su elevación. Diversos modelos de bombas centrífugas fueron construyéndose más tarde por Jordan, Papin, Demour y otros, hasta la creación en Norteamérica de la famosa bomba de Massachusetts con carcasa de doble admisión.

En 1835 el ingeniero ruso Sablukow crea una bomba centrífuga muy perfeccionada. A mediados del siglo pasado comienzan a fabricarse comercialmente bombas centrífugas en Inglaterra (Gwyne Brothers). Sucesivamente se fueron creando la corona difusora y otras muchas mejoras.

La evolución de las bombas como de las turbinas hidráulicas está asociada con las investigaciones realizadas por los principales fabricantes de las mismas. Así los escalonamientos en serie es un desarrollo que se atribuye a la casa Sulzer a finales del siglo XIX.

Las primitivas bombas centrífugas tenían dos inconvenientes: bajo rendimiento (inferior al 60%) y baja velocidad a causa del motor de accionamiento empleado.

Desde un principio se vio que el campo de aplicación de estas bombas era el de grandes caudales y pequeñas alturas. En competencia con las máquinas de émbolo



Fig. 4: Cilindro espiral para subir agua ideado por da Vinci.



presentaban un inconveniente: peor rendimiento; y una serie de ventajas de las cuales las tres más importantes son: ausencia de vibraciones, simplificación mecánica con la consiguiente reducción de revisiones, y mayor potencia específica con la consiguiente reducción del coste de la máquina.

En general la mayoría de las máquinas alternativas térmicas o hidráulicas tienen su contrapartida en las turbomáquinas. Históricamente las máquinas alternativas se han desarrollado antes que las turbomáquinas, tal vez porque su teoría es más intuitiva y menos complicada. Con frecuencia las turbomáquinas invaden poco a poco el terreno de las máquinas alternativas, desplazándolas en muchos casos. Así por ejemplo, hasta hace unos años las bombas de alimentación de calderas de las centrales térmicas eran exclusivamente alternativas, y no se podía soñar que para las grandes presiones de más de 200 bar utilizadas en las centrales modernas se utilizaran como se utilizan hoy, bombas centrífugas.

En el vasto campo de aplicaciones de las máquinas de fluidos hay zonas que se cubren exclusivamente con las turbomáquinas, otras exclusivamente con las máquinas de desplazamiento positivo y otras que son zonas de coincidencia. Así, por ejemplo, la explotación de la energía hidroeléctrica es una zona reservada a la turbina hidráulica, mientras que zonas como la potencia fluida (o hidráulica industrial) o la de las presiones muy grandes y pequeños caudales son prácticamente exclusivas de las bombas de desplazamiento positivo.

La invasión progresiva en el mundo técnico de las turbomáquinas se explica por las ventajas antes enumeradas:

- *Ausencia de vibraciones y fuerzas desequilibradas.* Mientras que en las máquinas alternativas se desarrollan fuerzas de inercia difíciles de equilibrar, en las turbomáquinas, previamente equilibradas estática y dinámicamente, las vibraciones son prácticamente inexistentes.
- *Simplificación mecánica.* Carencia de válvulas, accionamiento directo sin mecanismo de biela y manivela, ni transmisión por correa o engranajes, etc.
- *Potencia específica baja.* Potencia específica es la potencia por unidad de volumen o peso. Potencia específica baja supone, pues, reducción de volumen y peso para una misma potencia, y por consiguiente reducción de precio. Si, por ejemplo, se trata de bombear 15 litros/s de un líquido a una altura efectiva de 12 m, se observa que una bomba alternativa a causa de su mucho mayor volumen, peso y coste, y a causa de su velocidad baja, que requeriría la utilización de transmisión reductora por engranajes entre la misma y el motor de accionamiento, es en este caso mucho menos favorable.

### **Breve historia del golpe de ariete**

La hidráulica es una parte de las ciencias físicas que como técnica es tan antigua como el hombre, ya que éste para su seguridad y sustento siempre estuvo atento a dar solución a problemas tales como: la protección contra el efecto de las inundaciones, irrigación de terrenos de cultivo, dotación de agua a poblaciones, sistemas de drenaje, canales de navegación, etc., pero como ciencia aún a finales del siglo XIX se encontraba en sus inicios y existía una gran cantidad de empirismo en torno a su aplicación a problemas de ingeniería hidráulica.

Sin embargo, debido a la evolución que ha tenido la ingeniería en el siglo XX, los aprovechamientos hidráulicos se han desarrollado notablemente en virtud de los constantes estudios y experimentos llevados a cabo por los investigadores de esta rama.

De los temas que comprende la hidráulica, uno de los más interesantes e importantes en el diseño de obras hidráulicas es el relativo a los fenómenos transitorios, de los cuales el más común es el que se conoce como golpe de ariete, destacando también el de resonancia.

De entre los investigadores y científicos que contribuyeron al mejoramiento de las condiciones de vida de los hombres, con sus estudios y experimentos relacionados con el golpe de ariete, cabe mencionar a Michaud, quien probablemente fue el primero en hacer investigaciones de este fenómeno en tuberías, mismas que dio a conocer en una publicación que apareció en Lausana, Suiza, en 1878 y cuyo título fue *Coups de Bélier dans les Conduites. Etude des moyens employés pour atténuer les effets*, donde establece un análisis matemático del golpe de ariete que tiene lugar en una columna de agua elástica contenida en una tubería rígida.

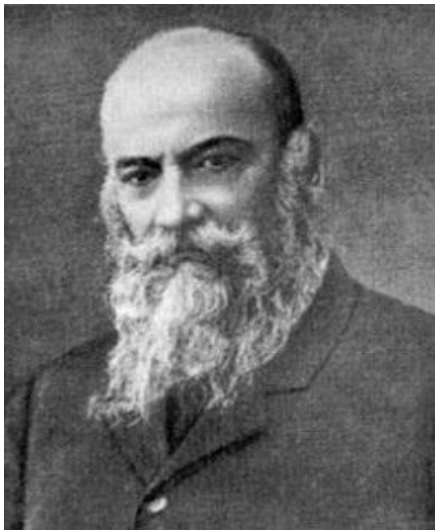


Fig. 5: Nicolai E. Joukowski

Posteriormente, el ruso Nicolai Egorovich Joukowski (1847-1921) llevó a cabo importantes estudios vinculados con este fenómeno. Con antelación a los estudios y resultados a que llegó el profesor Joukowski, Helmholtz, dentro de sus investigaciones en el campo de la acústica había demostrado en 1848, que la celeridad o velocidad de propagación del sonido en el seno de un fluido compresible contenido en una tubería, era una función de la elasticidad del material de las paredes de esta última, y en ese mismo año D. J. Korteweg determinó la ecuación correspondiente.

En tales circunstancias, fue Joukowski el que en 1897 demostró que cuando en una tubería se presenta un incremento de presión a causa de un cierre brusco de una válvula situada en el extremo aguas abajo, la celeridad de la onda de presión generada por tal maniobra, al igual que el sonido, también es una función de la elasticidad de las paredes.

En ese mismo año supervisó una serie de experimentos de gran importancia, cuya finalidad era la de obtener un valor máximo de velocidad que pudiese ser utilizado con seguridad en las instalaciones de las obras de abastecimiento de Moscú, efectuando pruebas en tuberías de diferentes diámetros y longitudes. En ese tiempo Joukowski investigó y experimentó los efectos producidos por cierres de válvulas, cámaras de oscilación, válvulas de seguridad, etc. Y en cada caso presentó un análisis matemático riguroso.

Estos fueron los estudios y experimentos realizados por este científico con relación al golpe de ariete, que dieron como resultado las primeras ecuaciones básicas en su forma más correcta. Las ecuaciones de Joukowski son consideradas como la primera gran aportación a la teoría del golpe de ariete.

El sabio italiano Lorenzo Allievi (1856-1942) es quizá la figura más importante por sus estudios y aportaciones a la teoría del golpe de ariete. Profundizó en las investigaciones efectuadas por Joukowski y en 1902, partiendo de los resultados obtenidos por el científico ruso, los cuales complementó con ideas propias, elaboró su primer trabajo importante sobre el golpe de ariete (1903) al cual tituló *Teoría generale del moto perturbato del l'acqua nei tubi in pressione*, que fue editado por la sociedad italiana de ingenieros y arquitectos.



Su gran interés por mejorar cada vez más sus teorías acerca del fenómeno en cuestión, tuvo un gran resultado con la aparición en 1913 de su obra Teoría del golpe de ariete, el cual es considerado como la base para el desarrollo de los descubrimientos realizados posteriormente en este campo de relevante importancia en la hidráulica moderna.

En 1909, E Braun aportó una de las mejores contribuciones al desarrollo de la teoría del golpe de ariete, al introducir el valor de la característica de la tubería ( $\epsilon$ ) en el trabajo que presentó en Stuttgart, bajo el título *Duckschwankungen in Rohrleitungen*. En Berlín, en 1910, en la revista alemana *Die Turbine*, publicó trabajos similares a los expuestos por Allievi en su segundo tratado de 1912. Es por ello que Braun manifiesta en otros artículos posteriores una prioridad sobre Allievi en la elaboración de la teoría del golpe de ariete. Sin embargo, el nombre de Allievi destaca preponderantemente en esta teoría, conocida como teoría de Allievi, porque la presentación de los análisis y desarrollos, en especial en su trabajo de 1913, es una obra ejemplar en elegancia y claridad matemática.

Por otra parte A. H. Gibson, profesor de Ingeniería de la Universidad de Manchester, alumno y sucesor de Osborne Reynolds, considerado como uno de los pioneros en Gran Bretaña de la aplicación de la mecánica de fluidos a la Ingeniería, escribió numerosas publicaciones acerca de varias ramas de la Hidráulica y en 1925, en su libro *The Mechanical Properties of Fluids*, proporciona una introducción excelente a la teoría del golpe de ariete.

Posteriormente surgieron los métodos gráficos, cuyo precursor fue el suizo Othmar Schnyder, que en 1929 desarrolló un método gráfico de solución del golpe de ariete en bombas, y en 1932 publicó un trabajo donde expone su método para resolver cualquier sistema de tuberías, especialmente para las que alimentan turbinas.

Es necesario citar también al célebre científico francés Louis Bergeron (1876-1948), quien fue profesor en la Escuela Central de París y que en 1933 trabajando independientemente de Schnyder, desarrolló el mismo método gráfico. En 1927, Bergeron demostró que el método gráfico de análisis que había desarrollado para resolver problemas de golpe de ariete podía ser aplicado a otros campos de la teoría de la elasticidad y también en problemas eléctricos.

Otro colaborador en el desarrollo de la teoría en cuestión fue el profesor R. W. Angus de la Universidad de Toronto, en Canadá, que mejoró notablemente los métodos gráfico y analítico de solución, mediante valiosas aportaciones.

Cabe citar también al francés H. Favre, quien llevó a cabo investigaciones en tuberías con disminución gradual de diámetro. En la publicación *Cours de mécanique*, explica y desarrolla con detalle la integración de las ecuaciones del golpe de ariete elaborada por Riemann.

Entre 1940 y 1960 han sido publicados un gran número de trabajos acerca del fenómeno en estudio, dentro de los que destacan los libros publicados por Parmakian, Rich y Jaeger.

En 1953, con el advenimiento de las computadoras, Gray introdujo el método de las características para poder llevar a cabo el análisis computarizado del golpe de ariete. En 1967 se publica el libro de Streeter, V. L. y Wylie, E.B. bajo el título *Hydraulic Transients*, que presenta el análisis de los fenómenos transitorios en hidráulica mediante la aplicación del método anteriormente citado y el de la impedancia.

En 1979 M. Hanif Chaudrhy publica su libro *Applied Hydraulic Transients*, que contiene una exposición completa de los fenómenos transitorios en hidráulica.





En 1985 el Instituto de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México, publica la obra *Diseño y Operación Hidráulicos de Conducciones de Agua a Presión*, que contiene una extensa y detallada exposición tanto de los fenómenos transitorios en los conductos a presión, como de los dispositivos que existen para su control.

Entre 1972 y 1989 se llevan a cabo seis conferencias internacionales “Pressure Surges”, organizadas por la British Hydromechanics Research Association (B.H.R.A.) de notable importancia en la evolución del conocimiento del tema.

Finalmente, no sería justo dejar de mencionar el trabajo desarrollado por el ingeniero Francisco de Asís Tavera Escobar, quien en su tesis profesional titulada *Teoría General del Golpe de Ariete y sus aplicaciones*, hace una brillante descripción del fenómeno y presenta una exposición detallada de los métodos gráficos propuestos por Schnyder y Bergeron.





### 3. INTRODUCCIÓN

Como el presente proyecto ha sido llevado a cabo gracias a las instalaciones, laboratorios y equipos de la Universidad Pública de Navarra, se ha considerado ineludible hacer una mención especial de estos tres aspectos.

#### 3.1. Historia de la Universidad Pública de Navarra

La Universidad Pública de Navarra es una institución joven, con dos décadas a sus espaldas, si bien aglutina y continúa las enseñanzas universitarias que se venían impartiendo en Navarra desde la iniciativa pública, algunas de ellas desde mediados del siglo XIX. En este corto pero intenso periodo, la Universidad ha creado espacios en Pamplona y Tudela dotados para la enseñanza y la investigación e integrados por un sólido colectivo docente y de administración, dando formación a los cerca de 9000 estudiantes que acuden diariamente a la Universidad.

En 1987 el Parlamento de Navarra aprobó la creación de la Universidad Pública de Navarra y asumió el compromiso de su financiación con el objetivo de que la nueva universidad ampliara la oferta de titulaciones existentes y de que reuniera las enseñanzas universitarias impartidas en centros públicos que, hasta este momento, actuaban sin la coordinación suficiente. La Universidad se enclava en el flanco sur de la capital navarra, en el término de Arrosadía.

El campus de Arrosadía ofrece, a primera vista, el predominio de la recta en las construcciones y en las perspectivas. Es obra de Francisco Javier Sáenz de Oiza (Cáteda, Navarra, 1918-Madrid, 2000), arquitecto genial, teórico y práctico, que supo tejer sobre un espacio de algo más de 25000 metros cuadrados un sistema de edificios en los que se propicia el trabajo, el estudio y la relación entre los miembros de la comunidad universitaria. Esta relación se propicia en el espacioso paseo que recorre longitudinalmente el campus. Así lo quiso subrayar el arquitecto, que reprodujo en Arrosadía las dimensiones del de Sarasate, en el corazón de la capital navarra. Además, las 89 especies y variedades arbóreas distintas y la docena de especies arbustivas relevantes de los cinco continentes que envuelven armónicamente los edificios, convierten al lugar en un privilegiado espacio verde, apto para el paseo y el descanso, pero también para satisfacer la curiosidad naturalística.

En lo que se refiere a las edificaciones, la construcción más antigua del Campus de Arrosadía y anterior a la Universidad es El Sario. Situado al Sur del Campus cuenta, entre otras dependencias, con el Aula "0", con capacidad para 600 personas, en la que se celebran actos académicos, congresos y otras reuniones científicas. Además alberga el Centro Superior de Idiomas, la Fundación Universidad-Sociedad, el Servicio Religioso, la Escuela de Práctica Jurídica "Estanislao Aranzadi", la Unidad Técnica de Evaluación, el Centro Superior de Innovación Educativa y el Servicio de Apoyo a la Investigación.

En 1989 comienza la construcción del Aulario y se inicia la actividad docente con 500 alumnos en el edificio de El Sario. El Aulario es la edificación más próxima a la ciudad y dispone del mayor aparcamiento, para facilitar al alumnado y profesorado el acceso directo a sus aulas. Considerado como pórtico del conjunto del campus, el Aulario



tiene una superficie de 26.916 metros cuadrados, distribuidos en cuatro plantas y dispone de 126 aulas en las que se imparten las clases teóricas. Las aulas se han concebido como el lugar para el primer contacto con la vida universitaria, el espacio donde los estudiantes pasan los primeros años de estudios comunes para después iniciar los cursos de especialización que tendrán su sede en los edificios de los departamentos.

Un año después de la construcción del Aulario se termina la Biblioteca, una gran construcción de 9000 m<sup>2</sup> y planta rectangular orientada de norte a sur y cubierta con una espectacular bóveda de cañón de veinte metros de diámetro que se configura como el centro de la Universidad, el punto de referencia en torno al cual se articula el campus. La Biblioteca es el centro del saber, el depósito de la ciencia. Recoge los conocimientos de las distintas disciplinas universitarias y al mismo tiempo los distribuye. Por este motivo, los edificios de los departamentos se sitúan a ambos lados. Es un símbolo y una realidad. Todos se nutren de la Biblioteca y al mismo tiempo todos la alimentan con su actividad docente e investigadora.

También en 1990 se terminan de construir los edificios de departamentos, cuyos nombres proceden de la especie vegetal que crece en la fachada de cada uno de ellos. Son los siguientes:

- Edificio de los Acebos: alberga los departamentos de Geografía e Historia, de Física y de Química Aplicada.
- Edificio de los Madroños: alberga los departamentos y centros de Gestión de Empresas, de Economía y la Facultad de Ciencias Económicas y Empresariales.
- Edificio de los Magnolios: alberga los departamentos y centros de Filología y Didáctica de la Lengua, de Estadística e Investigación Operativa, de Psicología y Pedagogía, de Sociología y la Facultad de Ciencias Humanas y Sociales.
- Edificio de las Encinas (2003): alberga los departamentos de Derecho Público, de Derecho Privado, de Matemáticas, de Ingeniería Matemática e Informática, de Trabajo Social, e incluye la sala Ada Byron.
- Edificio de los Tejos: alberga los departamentos de Ingeniería Eléctrica y Electrónica, de Estadística e Investigación Operativa, de Proyectos e Ingeniería Rural (Áreas de Expresión Gráfica de la Ingeniería y de Proyectos de Ingeniería) y la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación.
- Edificio de los Pinos: alberga los departamentos y centros de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales, de Ingeniería Eléctrica y Electrónica y de Automática y Computación.
- Edificio de los Olivos: alberga los departamentos y centros de Tecnología de Alimentos, de Ciencias del Medio Natural, de Producción Agraria, de Proyectos e Ingeniería Rural (Áreas de Ingeniería Agroforestal y de Ingeniería Hidráulica) y la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos.

En 1993 el primer rector es elegido por el Claustro y en 1995 se aprueban los primeros Estatutos de la Universidad. Entre 1994 y 1996 el número de alumnos matriculados pasa de 6700 a 10000 y se termina de construir el nuevo edificio de Administración y Gestión (edificio de las Sóforas). Diseñado por el arquitecto Luis Felipe Gaztelu, el edificio se encuentra al final del campus, junto al Rectorado, y tiene una superficie de 3.600 metros cuadrados, que se distribuyen en tres plantas. Congrega al personal no docente, el que se dedica a la administración y gestión de la Universidad, al tiempo que es sede del Consejo Social de la Universidad.



En noviembre de 1996 entra en funcionamiento la Finca de Prácticas y de Investigación Agrícola, situada en la parte posterior del edificio de El Sario y utilizada como espacio de prácticas y de investigación. Ocupa algo más de 200.000 metros cuadrados y sus instalaciones incluyen invernaderos, cámaras frías, laboratorios, almacén de maquinaria, oficinas y vestuarios. El equivalente para los estudiantes de Ingeniería Industrial y sus especializaciones es el edificio de Talleres y Laboratorios, en el cual prácticamente se ha gestado el presente proyecto. Se encuentra en el extremo oriental del campus, junto a la carretera de Tajonar y tiene una superficie de 4.800 metros cuadrados.

En 1998 se inauguran la cafetería y los comedores, ambos proyectados por Javier Torrens y Virginia Turrillas. La cafetería se encuentra junto al Aulario, en la zona Oeste. Tiene una sola planta, con 670 metros cuadrados de superficie y una terraza al aire libre, de 300 metros cuadrados, orientada al Sur. Los comedores están situados en la zona suroeste del Campus, contigua al edificio de los Magnolios. Se trata de una construcción de una sola planta, con una superficie construida de 1.490 metros cuadrados y capacidad para 500 personas.

En el año 2000 se finaliza el Pabellón Universitario de Navarra, el más grande de la Comunidad Foral con capacidad para 3000 espectadores. Cuenta con pistas de fútbol sala, baloncesto y voleibol, piscina cubierta, salas multiusos, sala de musculación y frontón cubierto. Al Pabellón Universitario se le unen otras instalaciones deportivas que incluyen pista polideportiva descubierta, cuatro pistas de tenis, tres campos de fútbol, campo de rugby de hierba natural y cancha de prácticas de golf y putting-green.

En 2003 se construye el nuevo edificio departamental de las Encinas y se produce la ampliación del Instituto de agrobiotecnología que había sido construido en julio de 1999 y que supone un centro de referencia en los ámbitos de la agroproductividad y la agrosanidad.

Un año más tarde el Príncipe de Asturias inaugura el CITEAN (Centro de Innovación Tecnológica de Automoción de Navarra), en el que participa la Universidad y que ofrece soluciones globales, desde el diseño conceptual a la simulación virtual y la verificación y validación en laboratorio de ensayos.

Entre 2006 y 2008 se inaugura la Residencia Universitaria Los Abedules, se termina la construcción del Campus de Tudela y se inician las actividades académicas en dicho campus. En 2010 se renueva la oferta académica mediante la implantación de todas las titulaciones de Grado adaptadas al Espacio Europeo de Educación Superior. Se trata de un proyecto internacional iniciado en 1999 con la Declaración de Bolonia, organizado conforme a ciertos principios (calidad, movilidad, diversidad, competitividad) y orientado hacia la consecución entre otros de dos objetivos estratégicos: el incremento del empleo en la Unión Europea y la conversión del sistema Europeo de Formación Superior en un polo de atracción para estudiantes y profesores de otras partes del mundo.

Como resultado de esta reforma universitaria, las Ingenierías Técnicas están siendo sustituidas por titulaciones de Grado que eliminan las actuales diferencias entre las titulaciones de los diferentes países que conforman el Espacio Europeo de Educación Superior. En concreto y refiriéndonos al ámbito educativo en el que se desarrolla este proyecto, la Ingeniería Industrial con sus especializaciones en Mecánica y Electricidad y el Grado en Ingeniería Electromecánica que se venían ofertando hasta ahora por parte de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación (ETSIIT),

serán sustituidas en el próximo curso 2012-2013 por dos nuevos Grados: Grado en Ingeniería Mecánica y Grado en Tecnologías Industriales.

La ciencia de la Fluidomecánica, pilar del presente proyecto, se verá representada en el Grado en Ingeniería Mecánica por dos asignaturas: Ingeniería de fluidos, en el segundo curso, y Máquinas y Sistemas Fluidomecánicos, en el tercer curso. Es a los estudiantes de dichas asignaturas a quienes van dirigidos los guiones de prácticas preparados en este Proyecto Fin de Carrera, con la intención de que sean claros, útiles y una herramienta más para la formación de los futuros graduados.

## 3.2. Laboratorios del Área de Mecánica de Fluidos

### 3.2.1. Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas

Este laboratorio está situado en el edificio de Talleres de la Universidad Pública de Navarra, más concretamente entre el Taller de Máquina Herramienta y el Laboratorio “Carlos Sopena” de Motores Térmicos. Es el que tiene mayores dimensiones de los tres laboratorios de los que se dispone en el área de mecánica de fluidos. Cuenta con tres zonas: una zona didáctica junto a la entrada con mesas, sillas y una pizarra, para explicar los fundamentos teóricos de las prácticas; una sala reservada para el técnico del laboratorio; y por último, el resto del laboratorio, que está dedicado a los equipos con los que se realizarán las prácticas.



De hecho, este laboratorio tiene el mayor número de equipos, entre los que se encuentran dos turbinas Pelton, dos Francis, dos Kaplan, una Turgo y una Banki, dieciséis bombas centrífugas, de las cuales ocho están operativas y otras ocho se emplean en la práctica de montaje y desmontaje, 2 bancos de ensayos del golpe de ariete, varias muestras de equipos en exposición, etc.

### 3.2.2. Laboratorio de mecánica de fluidos

Se encuentra situado en el Edificio departamental de los Pinos de la Universidad Pública de Navarra, junto a la puerta este. Es el segundo en tamaño y dispone de dos áreas: una zona con mesas y una pizarra donde poder ver la teoría de las prácticas, y el resto, donde se encuentran los equipos y mesas de laboratorio.



En este laboratorio se pueden encontrar equipos como una balanza hidráulica de pesas muertas para la calibración de manómetros, una balanza de precisión, un panel de tuberías, equipo de flujo compresible, etc.

### 3.2.3. Laboratorio de fluidos II

Este laboratorio está situado en el edificio de Talleres de la Universidad Pública de Navarra y es el que tiene menores dimensiones de los tres laboratorios de los que se dispone en el área de mecánica de fluidos. Cuenta con doce mesas para el alumnado, las cuales se utilizan tanto para la parte didáctica de las prácticas como para la experimental. En este caso sólo se disponen de dos tipos de equipos para realizar dos prácticas diferentes: cuatro recipientes con sus respectivos cuerpos flotantes para la práctica del cálculo del metacentro, y siete equipos, tres antiguos y cuatro modernos, para el cálculo de la presión hidrostática en líquidos, que se utilizan en la práctica de la determinación del centro de presiones.

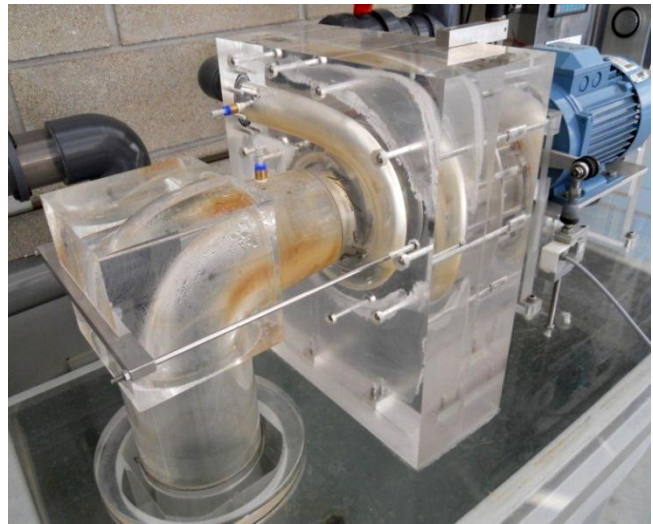


### 3.3. Equipos utilizados en la realización de los guiones

#### 1. Turbina Francis

Se trata de una turbina de reacción semiaxial que se adapta bien a una gran diversidad de alturas de salto (desde 30 hasta 550 m) y de caudales, ofreciendo eficiencias superiores al 90%, razón por la cual es la turbina más instalada. Las velocidades específicas ( $n_s$ ) en las turbinas Francis se encuentran frecuentemente entre 75 – 400.

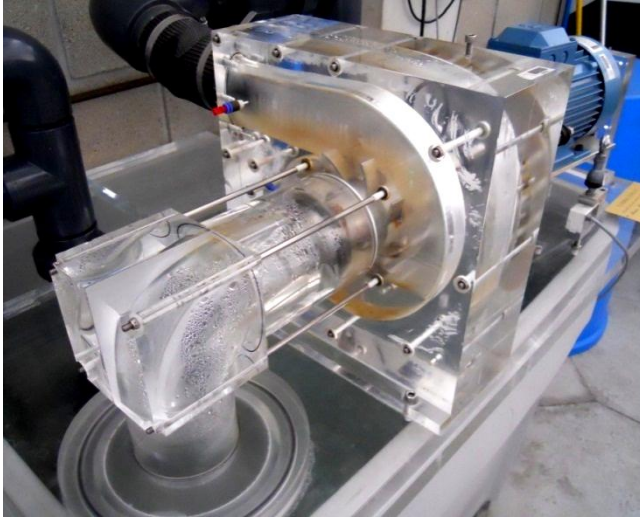
Consta de una cámara espiral y un distribuidor que conducen el agua hasta el rodete, órgano donde se realiza el intercambio de energía entre el agua y la máquina. A la salida del mismo el agua es conducida al depósito a través del tubo de descarga.



#### 2. Turbina Kaplan

Se trata de una turbina de reacción de flujo axial que se adapta a grandes caudales y pequeñas alturas, siendo utilizada para saltos de entre 4 y 80 m y  $n_s$  entre 200 y 900. Consta de una cámara espiral y un distribuidor que conducen el agua hasta el rodete, órgano donde se realiza el intercambio de energía entre el agua y la máquina. A diferencia de la turbina Francis, es posible regular la orientación de los álabes del rodete. Por eso se las suele llamar de doble regulación, debido a que puede variarse tanto el caudal de entrada





de agua como el ángulo de las palas del rodete, adaptándose muy bien a cualquier carga y permitiendo obtener siempre el máximo rendimiento.

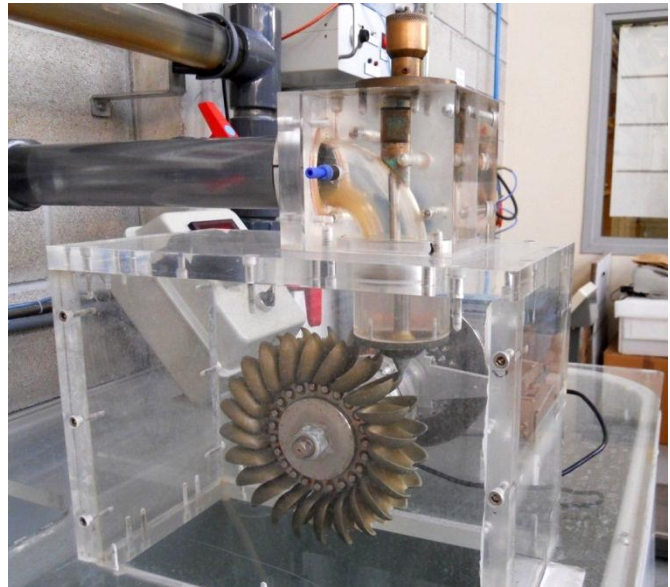
A la salida del rodete el agua es conducida al depósito a través del tubo de descarga.

### 3. Turbina Pelton

Es una turbina de acción de tipo tangencial. Las turbinas Pelton se clasifican por la posición del eje que mueven, pudiendo ser de eje horizontal (1 o 2 inyectores por rodete) o de eje vertical (de 1 a 6 inyectores en el rodete).

Estas turbinas son adecuadas para grandes alturas (100 – 2000 m) y pequeños caudales y su velocidad específica resulta baja, entre 10 y 30 con un solo inyector y hasta 75 con seis inyectores. Así pues, la potencia en la misma se consigue más por la altura que por el caudal.

Consta de un inyector que sirve para regular el caudal y que dirige al agua hacia el rodete, cuyos álabes tienen forma de cucharas. Posteriormente el agua cae por su propio peso al depósito.



### 4. Bomba centrífuga

Se trata de una bomba centrífuga de una etapa, de eje horizontal, con impulsión radial y aspiración axial. El motor está separado y acoplado a la bomba. Su velocidad nominal es 1450 y 1000 rpm.

En éste tipo de bombas, el flujo pasa por el rodete, donde gana energía tanto de presión como de velocidad y descarga en la cámara espiral, llamada también voluta o caracol, saliendo de ésta por la tubería de impulsión. Todo este proceso permite elevar el fluido una determinada altura, en nuestro caso  $H_{\text{máx}} \approx 22$  m.



## 5. Banco de ensayos para golpe de ariete



Con este banco de ensayos podemos experimentar golpes de ariete por cierre de válvula y por parada de bomba. Para ello se dispone de una bomba centrífuga que recoge agua del depósito de aspiración y la impulsa por una tubería enrollada de 50 metros, hasta un depósito de impulsión, tras el cual retorna al de aspiración. En este circuito se dispone de una válvula para regular el caudal, otra válvula situada aguas abajo de la bomba para producir los efectos transitorios, y una tercera que conecta o desconecta un calderín de aire.

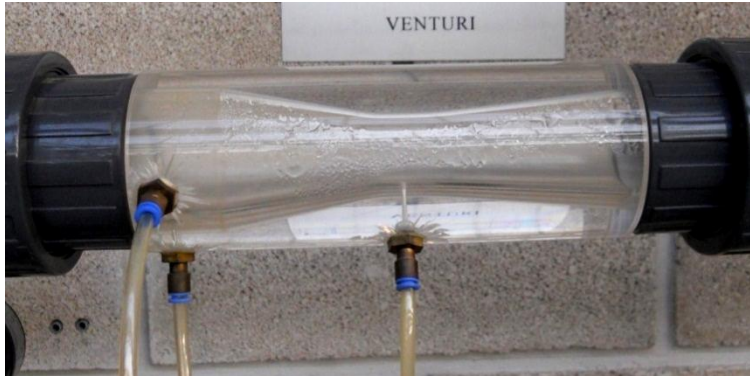
El banco se completa con un caudalímetro, un tacómetro, varios manómetros, y un osciloscopio donde se visualizan las ondas de presión.

## 6. Cuadro de tuberías



El cuadro de tuberías es la instalación más importante que se dispone en los laboratorios, ya que en él se realizan la mayor parte de las prácticas. Cuenta con cinco tuberías paralelas, una de aspiración que recoge el agua de un tanque y cuatro de impulsión, dos de las cuales tienen diámetros diferentes. En este equipo se tienen varios elementos para la realización de diferentes prácticas: un codo a 90° con tomas de presión, una válvula de diafragma, una válvula de mariposa, dos válvulas de bola, una válvula de pie, un Venturi, un caudalímetro, un manómetro, un vacuómetro, y varias tomas donde colocar los manómetros diferenciales.

### 7. Tubo de Venturi



El tubo Venturi es un dispositivo que consta de dos troncos de cono invertidos, que se intercala en la conducción formando parte de la misma. Éste origina, al pasar por él un fluido, una pérdida de presión que puede ser medida y utilizada para calcular el caudal instantáneo que lo atraviesa. Los tubos de

Venturi disponibles en los laboratorios son de tobera suave, es decir, las aristas de los cambios de sección se han redondeado.

### 8. Válvula de mariposa

La válvula de mariposa consta de un disco montado sobre un eje que, al cerrarse, se apoya en un anillo circular cerca de la superficie del conducto, sellando el mismo. Un simple giro de 90° abre por completo la válvula, por lo que este diseño es perfecto para válvulas de control de cierre y apertura rápidos. Sin embargo, se necesita aplicar momentos importantes para cerrar las válvulas, y las pérdidas son muy elevadas cuando la válvula está casi cerrada. Las válvulas de mariposa pueden estar preparadas para admitir cualquier tipo de fluido gas, líquido y hasta sólidos.



Las válvulas de mariposa pueden estar preparadas para admitir cualquier tipo de fluido gas, líquido y hasta sólidos.

### 9. Válvula de diafragma



Las válvulas de diafragma se utilizan para el corte y estrangulación de líquidos que pueden llevar una gran cantidad de sólidos en suspensión.

En este tipo de válvulas se aísla el fluido de las partes del mecanismo de operación. Esto las hace idóneas en servicios corrosivos o viscosos, ya que evita cualquier contaminación hacia o del exterior. La estanqueidad se consigue

mediante una membrana flexible, generalmente de elastómero, pudiendo ser reforzada con algún metal, que se tensa por el efecto de un eje-punzón de movimiento lineal, hasta hacer contacto con el cuerpo, que hace de asiento.

### 10. Válvula de pie

Se trata de una válvula colocada en el fondo de un tubo de succión de una bomba que se abre para permitir el ingreso del agua al tubo pero que se cierra, por gravedad, a fin de impedir que el agua salga de él por el extremo inferior.

La válvula de pie con colador es ideal tanto para suministrar una mayor filtración, como para evitar el descebado de la bomba.



### 11. Caudalímetro electromagnético



Es un dispositivo que se emplea para la medición del caudal que fluye por una conducción.

Está basado en la ley de Faraday. Cuando el agua atraviesa de forma perpendicular el campo magnético del caudalímetro, se induce una tensión al medio que es proporcional a la velocidad del flujo media, y que es captada por dos electrodos.

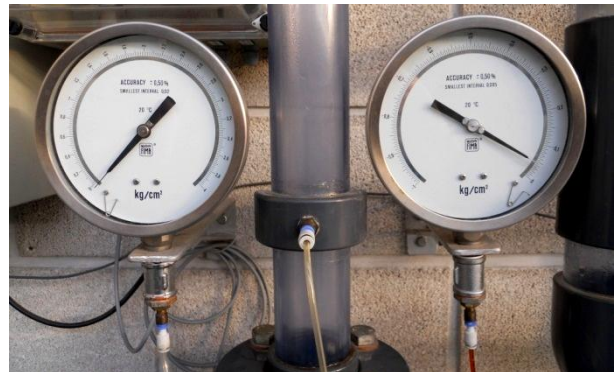
Entre sus ventajas está que es un sistema sin partes móviles, no ocasiona ninguna restricción en la

circulación y por lo tanto la pérdida de carga es irrelevante, y es posible su empleo con fluidos corrosivos o con sólidos en suspensión.

### 12. Manómetro / vacuómetro de Bourdon

Los manómetros y los vacuómetros son dispositivos que miden la presión de un fluido. La diferencia está en que el manómetro mide presiones mayores a la atmosférica y el vacuómetro mide presiones inferiores a la atmosférica. Los manómetros y vacuómetros que se encuentran fijos en los cuadros de tuberías son de tipo Bourdon.

El manómetro/vacuómetro de Bourdon consiste en una carátula o dial calibrado en unidades psi, kgf/cm<sup>2</sup> o kPa y una aguja indicadora conectada a través de una articulación a un tubo curvado de metal flexible llamado tubo de Bourdon. El tubo de



Bourdon se encuentra conectado a la presión del sistema. Conforme esta presión aumenta, el tubo de Bourdon tiende a enderezarse debido a la diferencia de áreas entre sus diámetros interior y exterior. Esta acción ocasiona que la aguja se mueva e indique la presión correspondiente en la carátula.

### 13. Manómetro diferencial

El manómetro diferencial mide la diferencia de presiones entre dos puntos. En el caso de que uno de los puntos esté a presión atmosférica, se medirán presiones relativas. El manómetro diferencial consiste en dos cámaras separadas por una membrana. El desplazamiento de esta membrana debido a la diferencia de presiones entre las dos cámaras será reflejado en el display en forma de presión.



### 14. Célula de carga/ Tacómetro MIGHTY - 1C



La célula de carga es un dispositivo que se emplea para medir fuerzas y/o momentos de fuerzas. En nuestro caso, para medir el par o momento de fuerzas que transmite el eje de la turbina o de la bomba, se coloca el motor eléctrico coaxial a la bomba o la turbina sobre un columpio cuyo eje de oscilación coincide con el eje del motor.

El par que la bomba o la turbina ejerce sobre el motor es exactamente igual al que hay que hacer sobre el columpio para que éste no cambie en su posición angular, y este par se obtiene midiendo una fuerza y multiplicándola

por su distancia al eje. La fuerza la medimos con la célula de carga, y como la distancia de la línea de acción de la fuerza al eje es una constante, en el indicador aparece el producto de fuerza por distancia, es decir, el par o momento de fuerzas.

Un tacómetro es un dispositivo que se utiliza para medir la velocidad de rotación de un eje. En nuestro caso el tacómetro es de tipo inductivo y consiste en una rueda dentada solidaria al eje, y un sensor que detecta el paso de cada diente. Con el número de dientes de la rueda dentada y el número de dientes detectados en un tiempo determinado, el tacómetro nos indica de forma directa el régimen de giro en rpm.



### 15. Tacómetro óptico



Estos tacómetros utilizan un medio luminoso para determinar la velocidad de rotación de las piezas. El haz luminoso, ya sea de tipo LÁSER, de luz visible, o infrarrojo se dirige a la pieza en movimiento. En la pieza se marca una zona de color blanco que refleja el haz luminoso en mayor proporción que el resto de la superficie, de manera que cada vez que pasa

la zona blanca frente al tacómetro se produce por un instante una reflexión mayor del haz. Este pulso luminoso reflejado es detectado por un sensor colocado junto al emisor de luz y convertido a pulso eléctrico dentro del tacómetro. Un circuito convenientemente calibrado a unidades de velocidad de rotación genera un número en una pantalla digital.

### 16. Barómetro

Un barómetro es un instrumento empleado para medir la presión atmosférica. Consiste en un tubo cerrado por el extremo superior, y con el extremo inferior abierto y sumergido en un recipiente lleno de mercurio. La parte inferior de este tubo también contiene mercurio, mientras que la parte superior queda en vacío. Al estar la superficie superior del mercurio a presión nula, la presión atmosférica fuerza a la columna de mercurio a elevarse hasta una cierta altura. Esta altura, nos dará la presión atmosférica en mm Hg.

La transformación al Sistema Internacional se realiza de la siguiente manera:

$$760 \text{ mm Hg} = 1 \text{ atmósfera normalizada} = 101325 \text{ Pa}$$



### 17. Cuerpo flotante

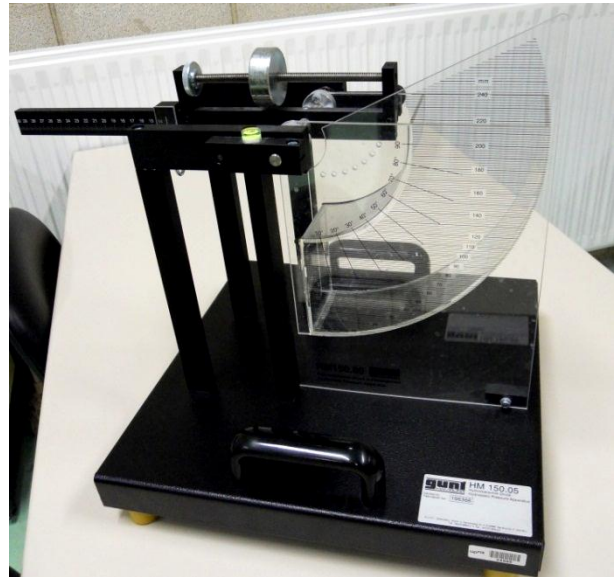


Consta de un recipiente parcialmente lleno de agua sobre el que flota un cuerpo de metacrilato que simula un barco. Este cuerpo dispone de una masa móvil, cuyo desplazamiento, que puede ser medido con una regla, provoca una inclinación del barco. Una plomada que cuelga de un mástil, nos permite medir esta inclinación. Con estos datos es posible calcular la posición metacéntrica del conjunto.

### 18. Equipo para la medición de la presión hidrostática (HM 150.05)

Con este equipo se puede determinar el centro de presiones en una pared rectangular.

Consta de un recipiente con forma de cuarto de toroide que puede ser llenado de agua. El nivel de agua puede ser medido con una regla, y el depósito puede colocarse a diferentes ángulos de inclinación. El depósito está en el extremo de una palanca, y en el otro se puede colocar un conjunto de pesas a una distancia conocida del punto de giro. Un nivel indica cuándo el sistema se encuentra en equilibrio.



### 19. Balanza hidráulica de pesas muertas



Se trata de un banco de calibración de manómetros. En él, un circuito que es alimentado con agua por un depósito, conecta dos pistones con el manómetro a calibrar. Estos dos pistones son de dos tipos: de alta (30 – 300 bar) y de baja presión (0,5 -30 bar). En ellos se colocan una serie de pesas que ejercen en el circuito una presión que deberá ser registrada por el manómetro.

Para que en el circuito no exista nada de aire, se dispone de un cilindro con un volante con el que se puede extraer el aire.

### 20. Balanza de precisión

Esta balanza de precisión es una balanza con un sistema de pesaje monolítico, que determina el peso en g, con un rango de medida desde 0,0001 g hasta 220 g. Cuenta con una carcasa protectora que reduce al mínimo las influencias externas sobre la balanza como por ejemplo las corrientes de aire o el aire de la respiración. Tiene un sistema de pesaje monolítico.









#### 4. METODOLOGÍA DOCENTE DE LOS GUIONES

Los guiones de prácticas han sido desarrollados para ser una herramienta más en la formación académica de los alumnos y son el puente que une el conocimiento teórico y el práctico. Por ello deben ser claros y sencillos de comprender por parte del alumno, aunque manteniendo el rigor teórico, matemático y lingüístico propio de las ingenierías. Para conseguir estos objetivos, los guiones de prácticas tienen una estructura común que sigue un orden lógico. El orden de los apartados que se explican a continuación no es estrictamente el mismo en todas las prácticas, ya que se han adaptado a las características de cada una y a la maquetación que mejor organizase el espacio.

En primer lugar se enumeran los objetivos que se persiguen con la realización de la práctica. De este modo se da un primer esbozo del desarrollo de la misma y se establece la meta a conseguir, de modo que a la hora de seguir los diferentes pasos se tenga claro hacia dónde están encaminados, otorgando coherencia al conjunto.

En segundo lugar se encuentran los fundamentos teóricos. Son los conocimientos que se necesitan para entender la práctica y poder realizarla correctamente. En general, esta teoría ya se habrá visto en clase, pero no está de más recordarla. Además, en ocasiones se incluye información adicional y fotografías reales de los equipos y al mismo tiempo supone agilizar el estudio, evitando al alumno tener que buscar la información referida a la práctica en el libro o los apuntes, mejorando así la organización del material de estudio.

A continuación se muestra un esquema del montaje experimental. En él se muestran los componentes del equipo, sus dimensiones, y cómo debe ser montado o preparado para proceder a la realización de la práctica. En algunos de estos esquemas se incluye además el montaje correcto de los aparatos de medida.

Seguidamente se aporta el desarrollo analítico con las fórmulas matemáticas necesarias para realizar los cálculos y obtener los resultados pedidos. Se parte de ecuaciones generales y se desarrollan paso a paso hasta obtener la ecuación final, en la que basta con introducir los valores obtenidos experimentalmente para encontrar el valor de la variable pedida. De este modo el alumno ve el proceso seguido y comprende el porqué de la expresión final. En ocasiones este apartado se ha incluido dentro del de fundamentos teóricos, ya que se consideró que de este modo quedaba mejor estructurado el guión.

En varias prácticas aparece como un apartado independiente o como parte de otro, el procedimiento que se debe seguir para una toma de datos adecuada. Basándonos en nuestra propia experiencia se dan las pautas necesarias para que el tiempo de realización de la práctica no sea excesivo y para que el número de datos recogidos sea el justo y necesario para obtener unos resultados correctos y concluyentes. En aquellos guiones en los que no aparece este apartado, se debe a la sencillez y rapidez de la toma de datos.

Finalmente se describe el trabajo a realizar. En este último apartado se detalla el trabajo que debe hacer el alumno tanto en el laboratorio como en casa y que posteriormente deberá entregar para que pueda ser evaluado. En general consiste en rellenar las tablas de datos con los valores medidos experimentalmente y con los obtenidos después a partir de los primeros; dibujar las gráficas correspondientes a partir de los valores calculados anteriormente e incluir una valoración de la práctica con los comentarios y conclusiones debidos. En la mayor parte de las prácticas se incluyen ejemplos de las gráficas a realizar por los alumnos para dar una idea general del resultado que se debe obtener. En algunas prácticas se pedirá además el cálculo de algunas variables importantes características del equipo utilizado y que servirán para un análisis del mismo más detallado.



## 5. GUIONES DE PRÁCTICAS

A continuación se presentan los guiones de prácticas de las asignaturas referidas al área de mecánica de fluidos del nuevo Grado en Ingeniería Mecánica de la Universidad Pública de Navarra.

De cada práctica existen dos guiones: uno diseñado tal y como les será entregado a los alumnos, y otro con los resultados gráficos y analíticos para el profesorado.

Los guiones de prácticas que reúne este proyecto fin de carrera son los siguientes:

Práctica 1: Determinación del centro de presiones

Práctica 2: Determinación de la posición del metacentro en un objeto flotante

Práctica 3: Estudio y calibrado de un Venturi

Práctica 4: Pérdidas primarias en tuberías

Práctica 5: Pérdida de carga en una válvula de mariposa

Práctica 6: Pérdida de carga en una válvula de diafragma

Práctica 7: Estudio experimental de una turbina Pelton

Práctica 8: Estudio experimental de una turbina Kaplan

Práctica 9: Calibración de un manómetro

# PRÁCTICA 1

## Determinación del centro de presiones



## OBJETIVO

Determinar experimentalmente la posición del centro de presiones en una superficie plana sumergida y compararla con la obtenida mediante los cálculos teóricos.

## FUNDAMENTO TEÓRICO

### Concepto de Centro de Presiones

El centro de presiones (C) es el punto por donde pasa la fuerza resultante  $F_p$  debida a la presión sobre una superficie plana sumergida.

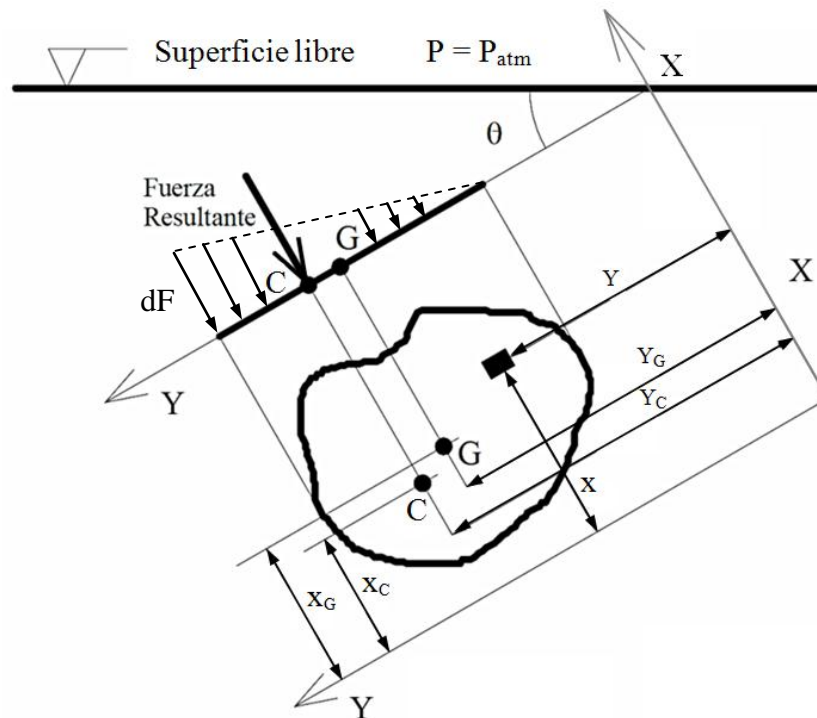


Fig. 1: Fuerza hidrostática y centro de presiones sobre una superficie plana arbitraria de área A.

Por teoría obtenemos que la posición del centro de presiones respecto del centro de gravedad del área plana sumergida es:

$$X_C - X_G = \frac{\rho \cdot g \cdot \text{sen } \theta \cdot I_{xy}(G)}{P_G \cdot A} = \frac{I_{xy}(G)}{Y_G \cdot A}; \quad Y_C - Y_G = \frac{\rho \cdot g \cdot \text{sen } \theta \cdot I_{xx}(G)}{P_G \cdot A} = \frac{I_{xx}(G)}{Y_G \cdot A} \quad (1)$$

Donde,

$I_{xx}$  = Momento de inercia del área plana sumergida respecto a un eje paralelo a X que pasa por G.

$I_{xy}$  = Producto de inercia del área plana sumergida respecto a unos ejes paralelos a X e Y que se cortan en G, y con los sentidos positivos indicados en la figura 1.

Las coordenadas están referidas a unos ejes con origen en la superficie libre de líquido (S.L.L.), con el eje Y contenido en el plano inclinado y con el eje X perpendicular al Y, tal como se ve en la figura 1.

## Teoría del Centro de Presiones

La presión hidrostática de los líquidos es la "presión gravitacional" ( $P_{(hid)}$ ). Aumenta cuando el peso propio gana profundidad ( $h$ ) y se determina del modo siguiente:

$$P_{(hid)} = \rho \cdot g \cdot h$$

$\rho$  - Densidad del agua.

$g$  - Aceleración de la gravedad.

$h$  - Distancia a la superficie libre de líquido (S.L.L.).

Para calcular a partir de la presión hidrostática las fuerzas que influyen en paredes planas, por ejemplo muros de contención o cascos de embarcaciones, se deben seguir dos pasos:

- Calcular la fuerza resultante ( $F_p$ ) debida a la presión sobre la superficie sumergida.
- Determinar la situación del centro de presiones.

A continuación se muestra cómo determinar la resultante  $F_p$  y, a partir de ésta, el centro de presiones.

### Cálculo de la "resultante" ( $F_p$ )

Sea un depósito con una superficie rectangular inclinada ( $b \cdot L$ ) sumergida en agua. La presión hidrostática que soporta esta superficie, que denominaremos área activa, se puede representar como una resultante  $F_p$  que actúa en el centro de presiones  $C$ . El valor de esta resultante depende de la presión hidrostática en el centro de gravedad ( $G$ ) de la superficie activa.

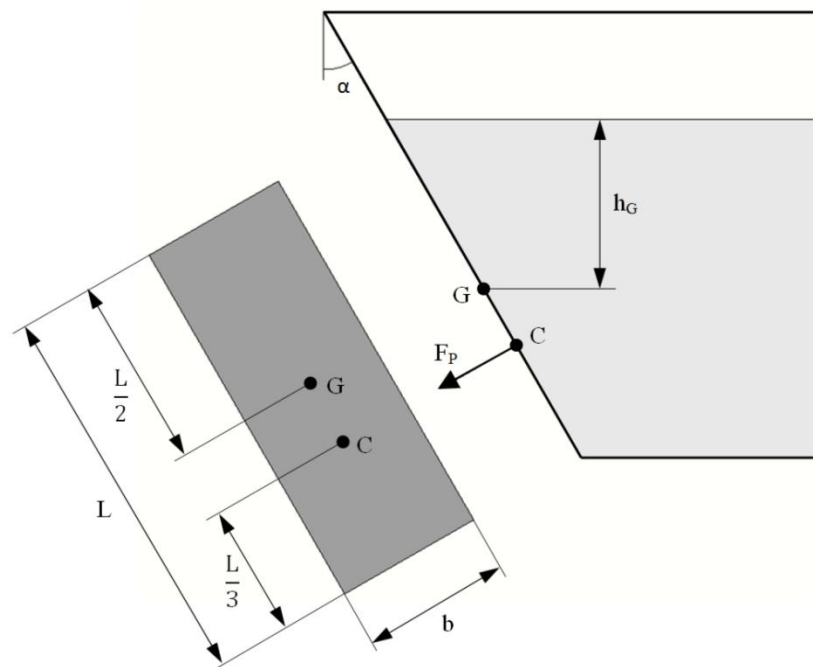


Fig. 2: Proyección del área activa en una pared plana inclinada.

$$F_p = P_G \cdot \text{Área}_{\text{activa}} \quad (2)$$

Donde

$$P_G = \rho \cdot g \cdot h_G \quad (3)$$

$P_G$  - Presión hidrostática en el centro de gravedad del volumen de presiones de la superficie activa.

$h_G$  - Distancia vertical entre el centro de gravedad de la superficie y la superficie libre de líquido (S.L.L.).

**Para calcular la resultante se utiliza el centro de gravedad de la superficie activa (G) pero el vector de la resultante  $F_p$  pasa por el Centro de Presiones (C).**

### Determinación del Centro de Presiones (C)

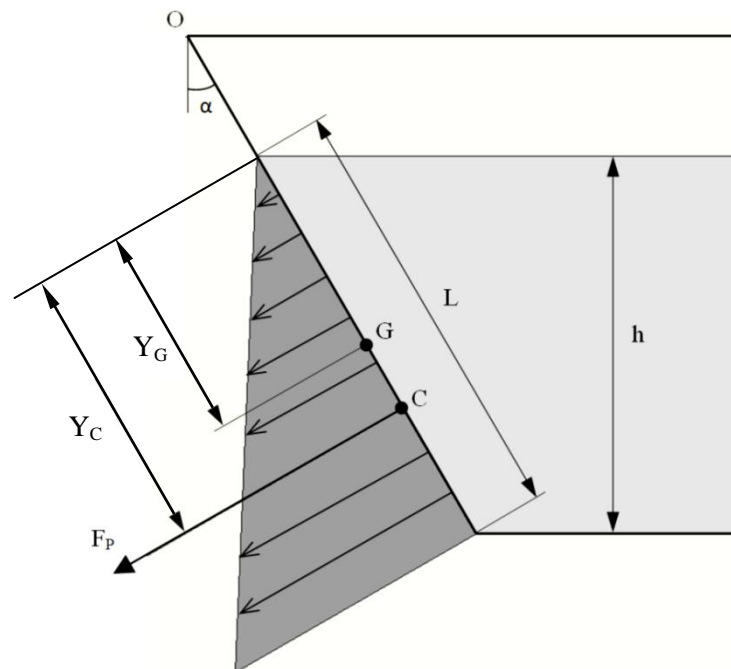


Fig. 3: Perfil triangular de la distribución de presiones sobre una pared plana inclinada.

La superficie activa representada soporta un perfil de presión lineal porque la presión hidrostática aumenta de forma proporcional a la profundidad  $h$ .

Gráficamente se obtiene que el centro de presiones se encuentra en la perpendicular a la superficie activa que pasa por el centro de gravedad del triángulo formado por la distribución de presiones, esto es, a un tercio de  $L$ , midiéndose desde la base (ver figura 2). Como conocemos que el centro de gravedad de la superficie activa se encuentra a  $L/2$ , la posición del centro de presiones será:

$$Y_C - Y_G = L - \frac{L}{2} - \frac{L}{3} = \frac{6L - 3L - 2L}{6} = \frac{L}{6} \quad (4)$$

Por otra parte, podemos determinar la distancia ( $Y_C - Y_G$ ) entre el centro de presiones y el centro de gravedad analíticamente. Para ello se parte de la ecuación 1, para el eje Y:

$$Y_C - Y_G = \frac{\rho \cdot g \cdot \text{sen } \theta \cdot I_{xx}(G)}{P_G \cdot A}$$

Sustituyendo los valores de  $I_{xx}$ ,  $P_G$  y  $A$ :

$$Y_C - Y_G = \frac{\rho \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \frac{1}{12} \cdot b \cdot L^3}{\rho \cdot g \cdot h_G \cdot b \cdot L} = \frac{\cos \alpha \cdot \frac{1}{12} \cdot L^2}{h_G}$$

Como:  $\frac{L}{2} \cdot \cos \alpha = h_G$

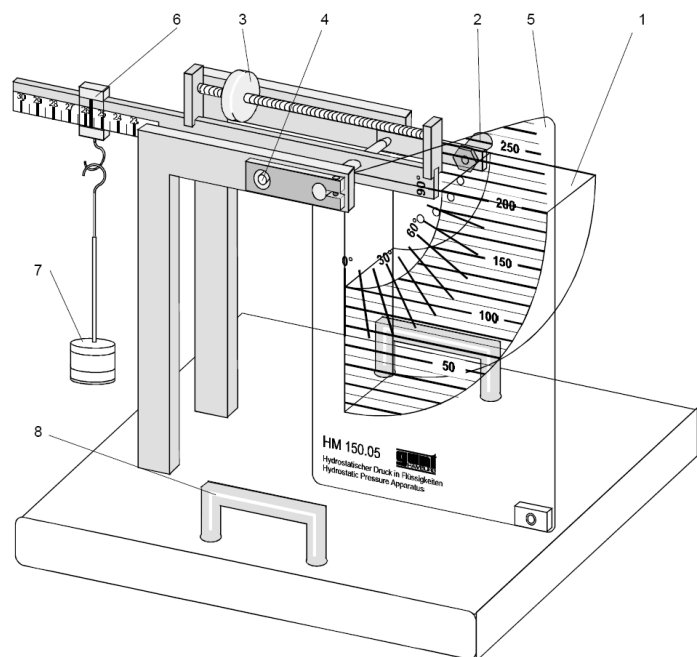
$$Y_C - Y_G = \frac{\cos \alpha \cdot \frac{1}{12} \cdot L^2}{\frac{L}{2} \cdot \cos \alpha} = \frac{2 \cdot \cos \alpha \cdot L^2}{12 \cdot L \cdot \cos \alpha} = \frac{L}{6} \quad (5)$$

resultado que, como era de esperar, coincide con el obtenido gráficamente.

## EQUIPO A EMPLEAR

1. Depósito de agua
2. Perno de retención
3. Peso corredizo
4. Perno de tope
5. Escala del nivel de agua
6. Jinete
7. Pesos
8. Asa

El equipo para presión hidrostática en líquidos (HM 150.05) se debe colocar sobre una superficie horizontal impermeable, debiendo estar la burbuja en la posición central cuando el brazo se encuentre horizontal.



## Funcionamiento del equipo

El depósito de agua del equipo tiene una sección de corona circular con sección transversal constante. El peso del agua siempre genera el mismo par de giro respecto al punto O, al igual que la resultante  $F_P$  de la superficie activa, que pasa por el centro de presiones (C). En consecuencia, con este aparato se pueden determinar la fuerza  $F_P$  y el centro de presiones (C).

Para verlo más claro, imaginemos la sección de corona circular completamente llena. El peso que influye en el centro de gravedad de volumen del agua se puede dividir en dos componentes:

- Una componente  $G_r$  de influencia radial que atraviesa exactamente el punto de giro.
- Una componente  $G_t$  de influencia tangencial con un brazo de fuerza  $r$  que influye en el punto de giro (O).

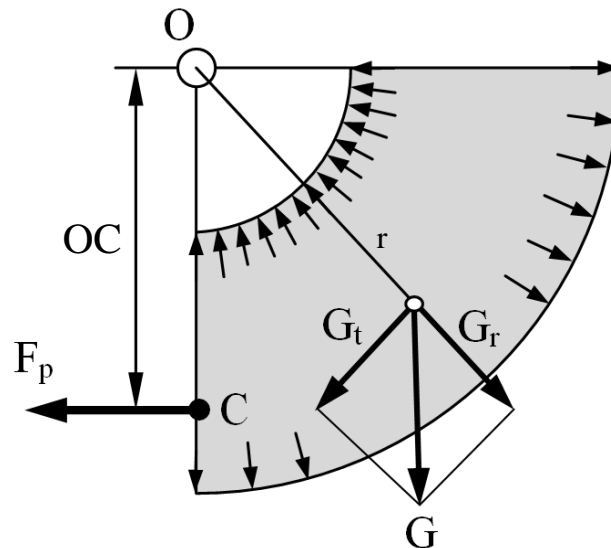


Fig. 4: Fuerzas que actúan sobre las caras del recipiente. Sobre las caras perpendiculares a la sección representada actúan fuerzas iguales pero de sentidos opuestos.

La componente radial  $G_r$  no ejerce ningún momento sobre el punto de giro (O), ya que su brazo de fuerza es cero. Del mismo modo, las fuerzas que actúan sobre las caras cilíndricas del depósito y cuyas líneas de fuerza pasan por O, no ejercen momento. Tampoco habrá que considerar las fuerzas que actúan sobre las caras planas paralelas, pues al ser del mismo módulo y sentidos opuestos se anulan entre sí. Por lo tanto, sea cual sea el nivel de agua,

$$F_p \cdot OC = G_t \cdot r$$

es decir, el peso del volumen de agua siempre ejerce el mismo par de giro que la fuerza  $F_p$  en el centro de presiones (C).

## DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DEL CENTRO DE PRESIONES Y DE LA FUERZA RESULTANTE

Se va a determinar la posición del centro de presiones (distancia  $Y_c - Y_G$ ), y la fuerza resultante para tres inclinaciones distintas del recipiente: 0, 30 y 60°. Para ello se van a estudiar dos casos posibles: inmersión parcial e inmersión total.

### 1. Pared parcialmente sumergida ( $h_1 < h_2$ )

Se parte del equilibrio de momentos respecto al punto de giro (O). Las fuerzas que actúan sobre el sistema son el peso del conjunto de pesas y la fuerza resultante ( $F_p$ ).



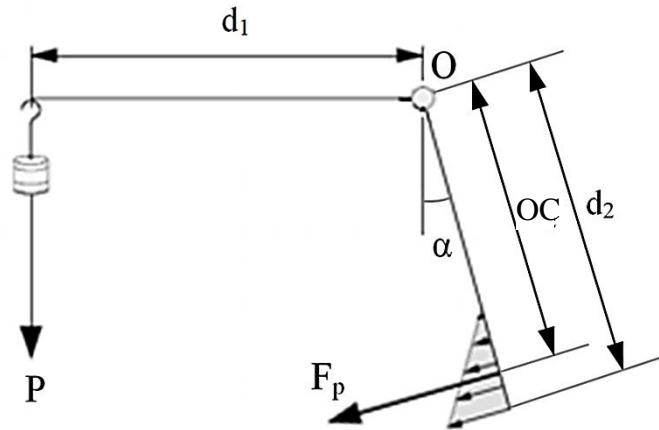


Fig. 5: Representación de las fuerzas resultantes que actúan sobre el sistema y sus respectivas distancias al eje de giro.

Por lo tanto:

$$P \cdot d_1 = F_P \cdot OC \tag{6}$$

Como ya hemos visto:

$$F_P = P_G \cdot A = \rho \cdot g \cdot h_G \cdot L \cdot b = \rho \cdot g \cdot \frac{h_1 - h_0}{2} \cdot \frac{h_1 - h_0}{\cos\alpha} \cdot b = \rho \cdot g \cdot \frac{(h_1 - h_0)^2}{2 \cdot \cos\alpha} \cdot b \tag{7}$$

De este modo, conociendo el ángulo de inclinación del depósito ( $\alpha$ ) y la altura del agua ( $h_1 - h_0$ ) obtenemos la fuerza resultante.

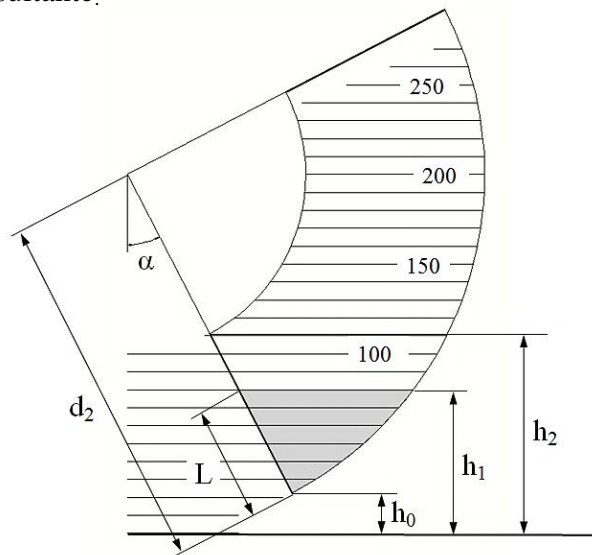


Fig. 6: Distancias necesarias para los diferentes cálculos.

La distancia OC será:

$$OC = \frac{P \cdot d_1}{F_P} \tag{8}$$

Finalmente, obtenemos la distancia  $Y_C - Y_G$ :

$$Y_C - Y_G = OC - OG = \frac{P \cdot d_1}{F_P} - \left(d_2 - \frac{L}{2}\right) = \frac{P \cdot d_1}{F_P} - d_2 + \frac{h_1 - h_0}{2 \cdot \cos \alpha} \quad (9)$$

Donde:

$d_1 = 160$  mm (brazo de fuerza de las pesas)

$g = 9,803$  m/s<sup>2</sup> (aceleración de la gravedad en la UPNA)

$b = 75$  mm (anchura del recipiente)

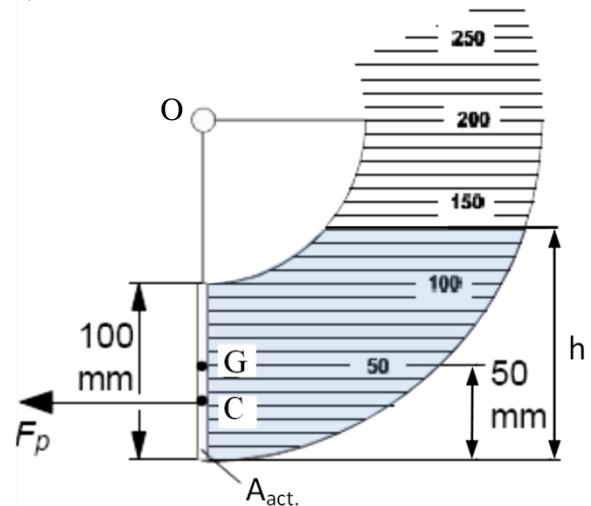
$d_2 = 200$  mm (distancia de O al fondo del recipiente)

## 2. Pared totalmente sumergida ( $h_1 > h_2$ )

Igual que en el caso anterior, aplicamos la igualdad de momentos respecto de O:

$$P \cdot d_1 = F_P \cdot OC$$

Para el cálculo de la fuerza, en este caso toda la pared está sumergida, por lo que el área activa será  $a \cdot b$ , con  $a = 100$  mm (altura de la cara del recipiente donde actúa  $F_P$ )



$$F_P = P_G \cdot A = \rho \cdot g \cdot h_G \cdot a \cdot b = \rho \cdot g \cdot \left(h_1 - h_0 - \frac{a}{2} \cdot \cos \alpha\right) \cdot a \cdot b \quad (10)$$

Y la posición del centro de presiones será:

$$Y_C - Y_G = OC - OG = \frac{P \cdot d_1}{F_P} - \left(d_2 - \frac{a}{2}\right) \quad (11)$$

Estos resultados deberán compararse con los obtenidos teóricamente a partir de la ecuación 1.

## CÁLCULO TEÓRICO DEL CENTRO DE PRESIONES

- Para una pared parcialmente sumergida, el valor de  $Y_C - Y_G$  es el obtenido en la ecuación 5.

$$Y_C - Y_G = \frac{L}{6} = \frac{h_1 - h_0}{6 \cdot \cos \alpha} \quad (12)$$

- Para una pared totalmente sumergida, el valor de  $Y_C - Y_G$  es:

$$Y_C - Y_G = \frac{\cos \alpha \cdot \frac{1}{12} \cdot L^2}{h_G} = \frac{\cos \alpha \cdot \frac{1}{12} \cdot a^2}{h_1 - h_0 - \frac{a}{2} \cdot \cos \alpha} = \frac{a^2}{12 \cdot \left(\frac{h_1 - h_0}{\cos \alpha} - \frac{a}{2}\right)} \quad (13)$$



## MONTAJE EXPERIMENTAL

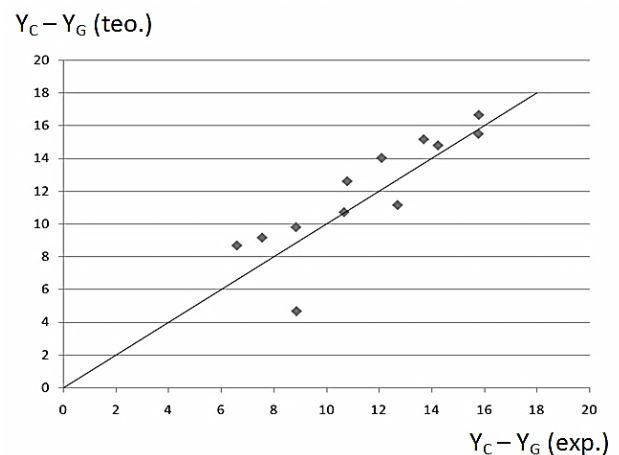
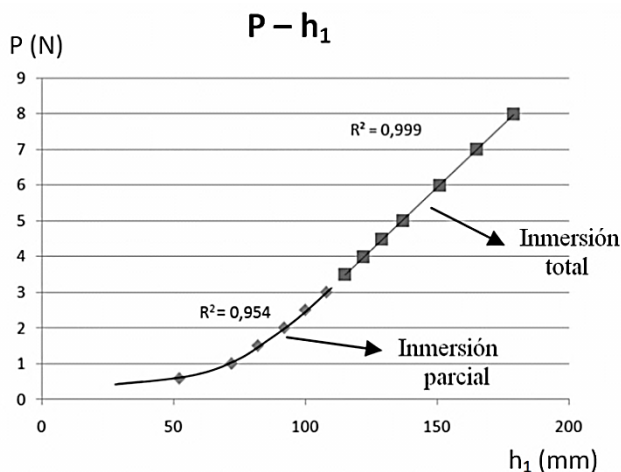
En primer lugar debemos colocar el depósito de agua en un ángulo  $\alpha$  ( $0^\circ$ ,  $30^\circ$  o  $60^\circ$ ), mediante el perno de retención (2). Posteriormente, y antes de colocar el portapesas, se debe ajustar el jinete (6) a una distancia de 16 cm ( $d_1 = 160$  mm) al punto de giro (O) y a continuación se desplazará el peso corredizo (3) hasta que el brazo se encuentre horizontalmente en equilibrio, o lo que es lo mismo, hasta que la burbuja se encuentre totalmente centrada. En el caso de  $\alpha = 60^\circ$  se realizará la misma operación pero colocando el portapesas de 1 Newton antes de desplazar el peso corredizo y nivelar el brazo en la posición horizontal.

Una vez realizados los pasos anteriores, ya estará el equipo preparado para comenzar a realizar los ensayos con los diferentes pesos.

Los ensayos se realizarán colocando un peso en el jinete y a continuación se verterá agua hasta que el equipo se encuentre otra vez en equilibrio, es decir, la burbuja se encuentre centrada y el brazo esté horizontal. Se anotará el nivel de agua correspondiente a ese peso, y se aumentará de 0,5 a 1 Newton, repitiendo el proceso anterior sucesivamente.

## TRABAJO A REALIZAR

- Completar las tablas de resultados para cada ángulo  $\alpha$ .
- Presentar las gráficas:
  - Peso – Nivel de agua leído ( $h_1$ ) correspondientes a cada ángulo  $\alpha$  representando la “inmersión parcial y total”, mostrando los puntos experimentales y trazando las curvas teóricas en cada caso.
  - $Y_C - Y_G$  (teórico) frente a  $Y_C - Y_G$  (experimental), trazando la recta teórica  $x = y$  para ver el error cometido.



- Comentarios e interpretación de los resultados.



## TABLAS DE RESULTADOS

Primer caso:  $\alpha = 0^\circ$

Ángulo $\alpha$		$h_0$ (mm)			$h_2$ (mm)	
0						
Brazo de fuerza $d_1$ (mm)	Peso añadido P (N)	Nivel de agua leído $h_1$ (mm)	$F_P$ (N)	OC (mm) experim.	$Y_C - Y_G$ (mm) teórica	$Y_C - Y_G$ (mm) experim.
160	1					
160	1,5					
160	2					
160	2,5					
160	3					
160	3,5					
160	4					
160	4,5					
160	5					
160	6					
160	7					
160	8					

Segundo caso:  $\alpha = 30^\circ$

Ángulo $\alpha$		$h_0$ (mm)			$h_2$ (mm)	
30						
Brazo de fuerza $d_1$ (mm)	Peso añadido P (N)	Nivel de agua leído $h_1$ (mm)	$F_P$ (N)	OC (mm) experim.	$Y_C - Y_G$ (mm) teórica	$Y_C - Y_G$ (mm) experim.
160	1					
160	1,5					
160	2					
160	2,5					
160	3					
160	3,5					
160	4					
160	4,5					
160	5					
160	6					
160	7					
160	8					



Tercer caso:  $\alpha = 60^\circ$

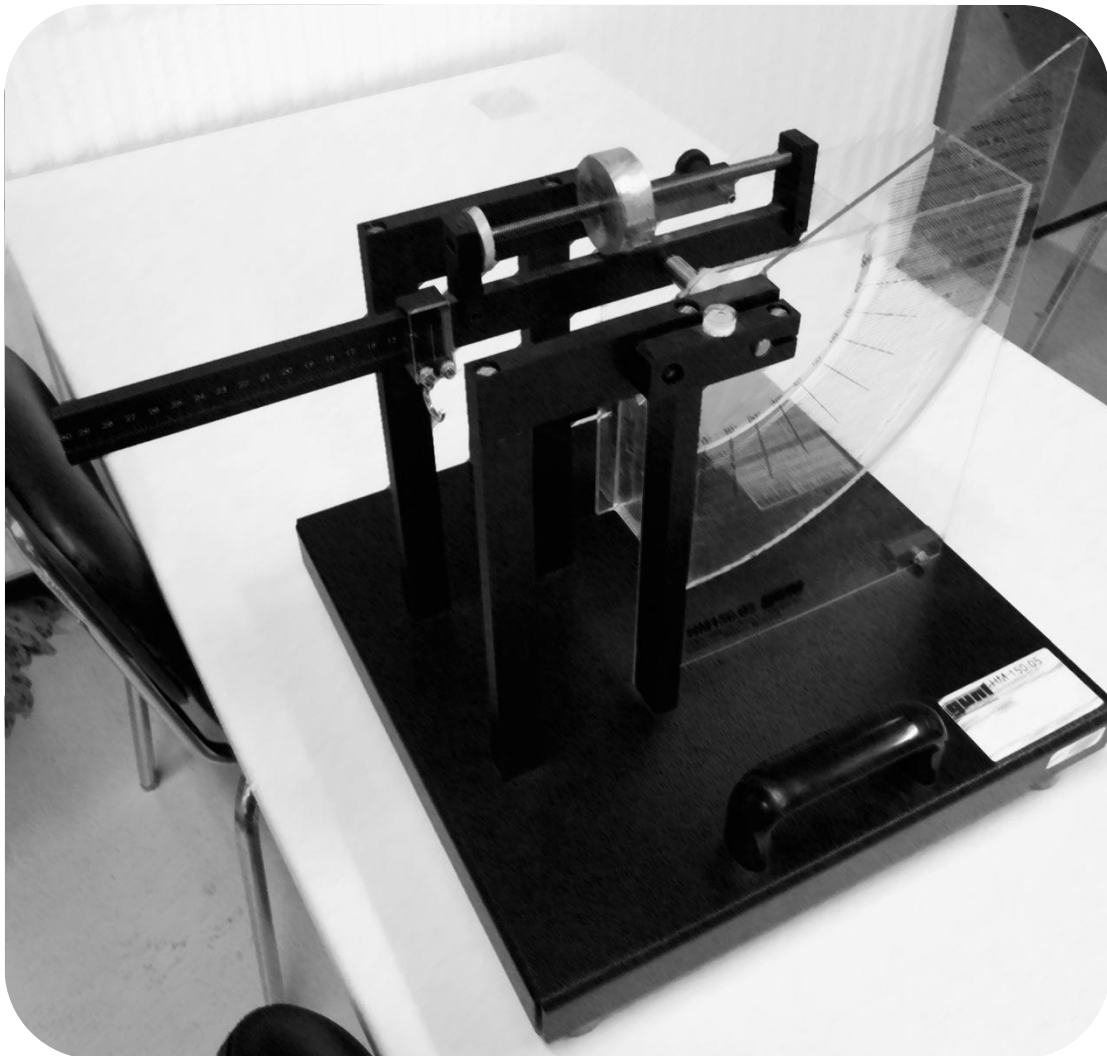
Ángulo $\alpha$		$h_0$ (mm)			$h_2$ (mm)	
60						
Brazo de fuerza $d_1$ (mm)	Peso añadido P (N)	Nivel de agua leído $h_1$ (mm)	$F_P$ (N)	OC (mm) experim.	$Y_C - Y_G$ (mm) teórica	$Y_C - Y_G$ (mm) experim.
160	0,5					
160	1					
160	1,5					
160	2					
160	2,5					
160	3					
160	3,5					
160	4					
160	5					
160	6					
160	7					
160	8					



# PRÁCTICA 1

(Guión para el profesor)

## Determinación del centro de presiones



## OBJETIVO

Determinar experimentalmente la posición del centro de presiones en una superficie plana sumergida y compararla con la obtenida mediante los cálculos teóricos.

## FUNDAMENTO TEÓRICO

### Concepto de Centro de Presiones

El centro de presiones (C) es el punto por donde pasa la fuerza resultante  $F_p$  debida a la presión sobre una superficie plana sumergida.

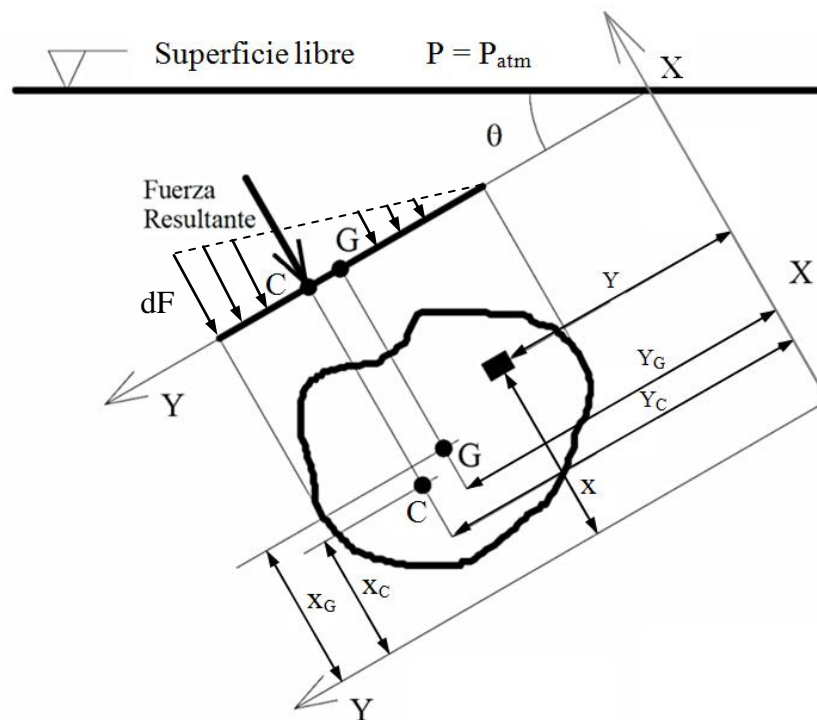


Fig. 1: Fuerza hidrostática y centro de presiones sobre una superficie plana arbitraria de área A.

Por teoría obtenemos que la posición del centro de presiones respecto del centro de gravedad del área plana sumergida es:

$$X_C - X_G = \frac{\rho \cdot g \cdot \text{sen } \theta \cdot I_{xy}(G)}{P_G \cdot A} = \frac{I_{xy}(G)}{Y_G \cdot A}; \quad Y_C - Y_G = \frac{\rho \cdot g \cdot \text{sen } \theta \cdot I_{xx}(G)}{P_G \cdot A} = \frac{I_{xx}(G)}{Y_G \cdot A} \quad (1)$$

Donde,

$I_{xx}$  = Momento de inercia del área plana sumergida respecto a un eje paralelo a X que pasa por G.

$I_{xy}$  = Producto de inercia del área plana sumergida respecto a unos ejes paralelos a X e Y que se cortan en G, y con los sentidos positivos indicados en la figura 1.

Las coordenadas están referidas a unos ejes con origen en la superficie libre de líquido (S.L.L.), con el eje Y contenido en el plano inclinado y con el eje X perpendicular al Y, tal como se ve en la figura 1.



## Teoría del Centro de Presiones

La presión hidrostática de los líquidos es la "presión gravitacional" ( $P_{(hid)}$ ). Aumenta cuando el peso propio gana profundidad ( $h$ ) y se determina del modo siguiente:

$$P_{(hid)} = \rho \cdot g \cdot h$$

$\rho$  - Densidad del agua.

$g$  - Aceleración de la gravedad.

$h$  - Distancia a la superficie libre de líquido (S.L.L.).

Para calcular a partir de la presión hidrostática las fuerzas que influyen en paredes planas, por ejemplo muros de contención o cascos de embarcaciones, se deben seguir dos pasos:

- Calcular la fuerza resultante ( $F_P$ ) debida a la presión sobre la superficie sumergida.
- Determinar la situación del centro de presiones.

A continuación se muestra cómo determinar la resultante  $F_P$  y, a partir de ésta, el centro de presiones.

### Cálculo de la "resultante" ( $F_P$ )

Sea un depósito con una superficie rectangular inclinada ( $b \cdot L$ ) sumergida en agua. La presión hidrostática que soporta esta superficie, que denominaremos área activa, se puede representar como una resultante  $F_P$  que actúa en el centro de presiones  $C$ . El valor de esta resultante depende de la presión hidrostática en el centro de gravedad ( $G$ ) de la superficie activa.

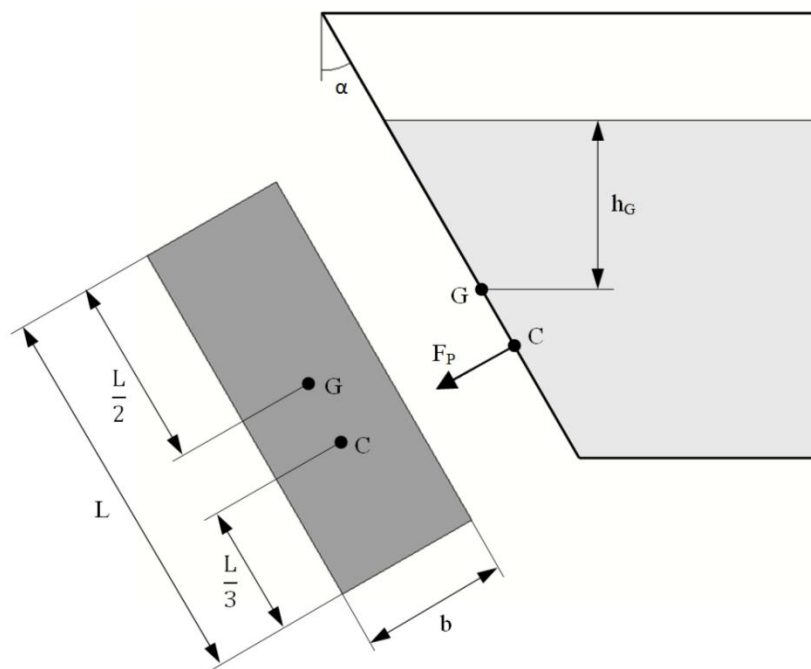


Fig. 2: Proyección del área activa en una pared plana inclinada.

$$F_p = P_G \cdot \text{Área}_{\text{activa}} \quad (2)$$

Donde

$$P_G = \rho \cdot g \cdot h_G \quad (3)$$

$P_G$  - Presión hidrostática en el centro de gravedad del volumen de presiones de la superficie activa.

$h_G$  - Distancia vertical entre el centro de gravedad de la superficie y la superficie libre de líquido (S.L.L.).

**Para calcular la resultante se utiliza el centro de gravedad de la superficie activa (G) pero el vector de la resultante  $F_p$  pasa por el Centro de Presiones (C).**

### Determinación del Centro de Presiones (C)

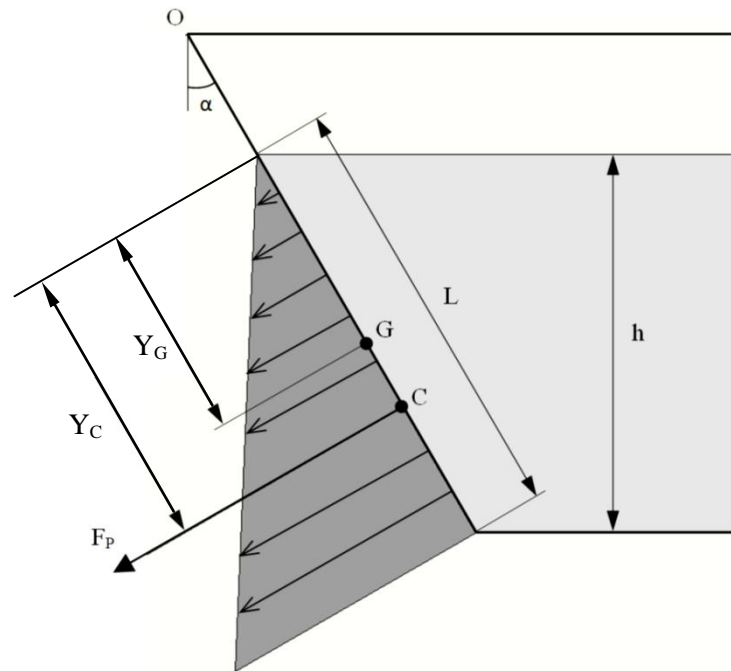


Fig. 3: Perfil triangular de la distribución de presiones sobre una pared plana inclinada.

La superficie activa representada soporta un perfil de presión lineal porque la presión hidrostática aumenta de forma proporcional a la profundidad  $h$ .

Gráficamente se obtiene que el centro de presiones se encuentra en la perpendicular a la superficie activa que pasa por el centro de gravedad del triángulo formado por la distribución de presiones, esto es, a un tercio de  $L$ , midiéndose desde la base (ver figura 2). Como conocemos que el centro de gravedad de la superficie activa se encuentra a  $L/2$ , la posición del centro de presiones será:

$$Y_C - Y_G = L - \frac{L}{2} - \frac{L}{3} = \frac{6L - 3L - 2L}{6} = \frac{L}{6} \quad (4)$$

Por otra parte, podemos determinar la distancia ( $Y_C - Y_G$ ) entre el centro de presiones y el centro de gravedad analíticamente. Para ello se parte de la ecuación 1, para el eje Y:

$$Y_C - Y_G = \frac{\rho \cdot g \cdot \text{sen } \theta \cdot I_{xx}(G)}{P_G \cdot A}$$

Sustituyendo los valores de  $I_{xx}$ ,  $P_G$  y  $A$ :

$$Y_C - Y_G = \frac{\rho \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \frac{1}{12} \cdot b \cdot L^3}{\rho \cdot g \cdot h_G \cdot b \cdot L} = \frac{\cos \alpha \cdot \frac{1}{12} \cdot L^2}{h_G}$$

Como:  $\frac{L}{2} \cdot \cos \alpha = h_G$

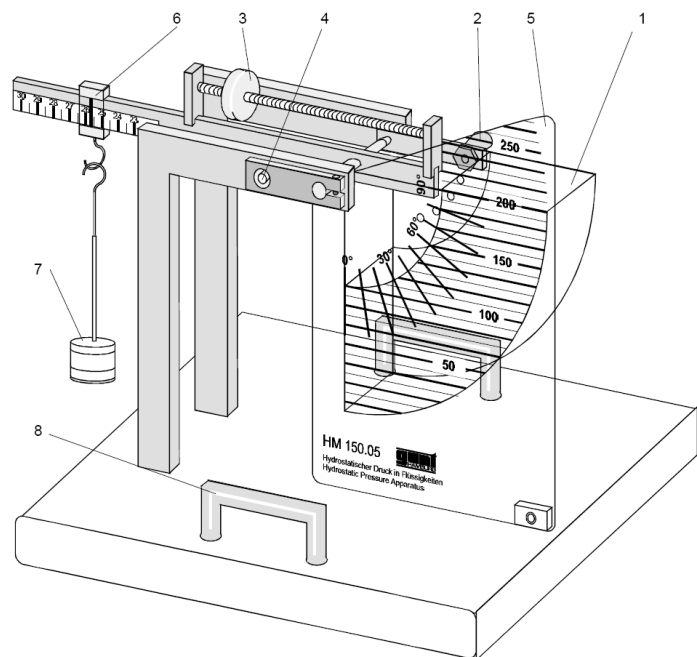
$$Y_C - Y_G = \frac{\cos \alpha \cdot \frac{1}{12} \cdot L^2}{\frac{L}{2} \cdot \cos \alpha} = \frac{2 \cdot \cos \alpha \cdot L^2}{12 \cdot L \cdot \cos \alpha} = \frac{L}{6} \quad (5)$$

resultado que, como era de esperar, coincide con el obtenido gráficamente.

## EQUIPO A EMPLEAR

9. Depósito de agua
10. Perno de retención
11. Peso corredizo
12. Perno de tope
13. Escala del nivel de agua
14. Jinete
15. Pesos
16. Asa

El equipo para presión hidrostática en líquidos (HM 150.05) se debe colocar sobre una superficie horizontal impermeable, debiendo estar la burbuja en la posición central cuando el brazo se encuentre horizontal.



## Funcionamiento del equipo

El depósito de agua del equipo tiene una sección de corona circular con sección transversal constante. El peso del agua siempre genera el mismo par de giro respecto al punto O, al igual que la resultante  $F_P$  de la superficie activa, que pasa por el centro de presiones (C). En consecuencia, con este aparato se pueden determinar la fuerza  $F_P$  y el centro de presiones (C).

Para verlo más claro, imaginemos la sección de corona circular completamente llena. El peso que influye en el centro de gravedad de volumen del agua se puede dividir en dos componentes:

- Una componente  $G_r$  de influencia radial que atraviesa exactamente el punto de giro.
- Una componente  $G_t$  de influencia tangencial con un brazo de fuerza  $r$  que influye en el punto de giro (O).

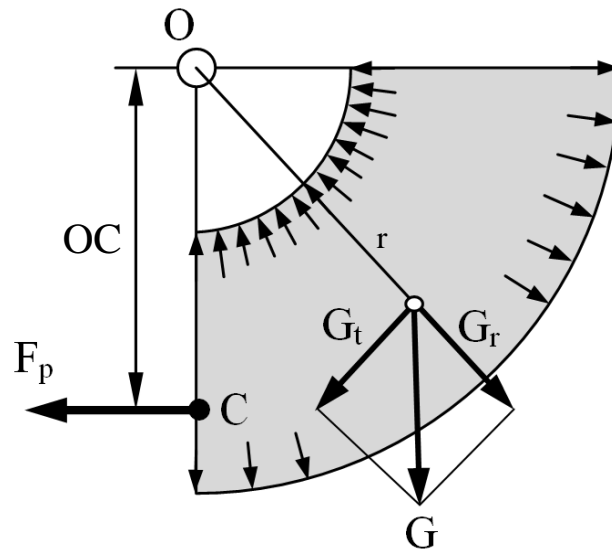


Fig. 4: Fuerzas que actúan sobre las caras del recipiente. Sobre las caras perpendiculares a la sección representada actúan fuerzas iguales pero de sentidos opuestos.

La componente radial  $G_r$  no ejerce ningún momento sobre el punto de giro (O), ya que su brazo de fuerza es cero. Del mismo modo, las fuerzas que actúan sobre las caras cilíndricas del depósito y cuyas líneas de fuerza pasan por O, no ejercen momento. Tampoco habrá que considerar las fuerzas que actúan sobre las caras planas paralelas, pues al ser del mismo módulo y sentidos opuestos se anulan entre sí. Por lo tanto, sea cual sea el nivel de agua,

$$F_p \cdot OC = G_t \cdot r$$

es decir, el peso del volumen de agua siempre ejerce el mismo par de giro que la fuerza  $F_p$  en el centro de presiones (C).

## DETERMINACIÓN EXPERIMENTAL DEL CENTRO DE PRESIONES Y DE LA FUERZA RESULTANTE

Se va a determinar la posición del centro de presiones (distancia  $Y_c - Y_G$ ), y la fuerza resultante para tres inclinaciones distintas del recipiente: 0, 30 y 60°. Para ello se van a estudiar dos casos posibles: inmersión parcial e inmersión total.

### 3. Pared parcialmente sumergida ( $h_1 < h_2$ )

Se parte del equilibrio de momentos respecto al punto de giro (O). Las fuerzas que actúan sobre el sistema son el peso del conjunto de pesas y la fuerza resultante ( $F_p$ ).

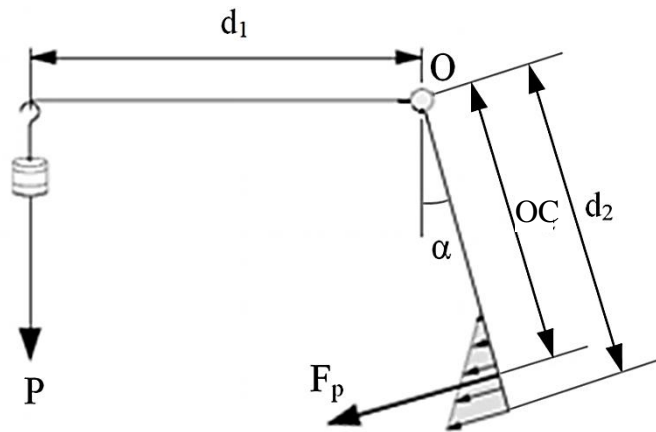


Fig. 5: Representación de las fuerzas resultantes que actúan sobre el sistema y sus respectivas distancias al eje de giro.

Por lo tanto:

$$P \cdot d_1 = F_p \cdot OC \tag{6}$$

Como ya hemos visto:

$$F_p = P_G \cdot A = \rho \cdot g \cdot h_G \cdot L \cdot b = \rho \cdot g \cdot \frac{h_1 - h_0}{2} \cdot \frac{h_1 - h_0}{\cos\alpha} \cdot b = \rho \cdot g \cdot \frac{(h_1 - h_0)^2}{2 \cdot \cos\alpha} \cdot b \tag{7}$$

De este modo, conociendo el ángulo de inclinación del depósito ( $\alpha$ ) y la altura del agua ( $h_1 - h_0$ ) obtenemos la fuerza resultante.

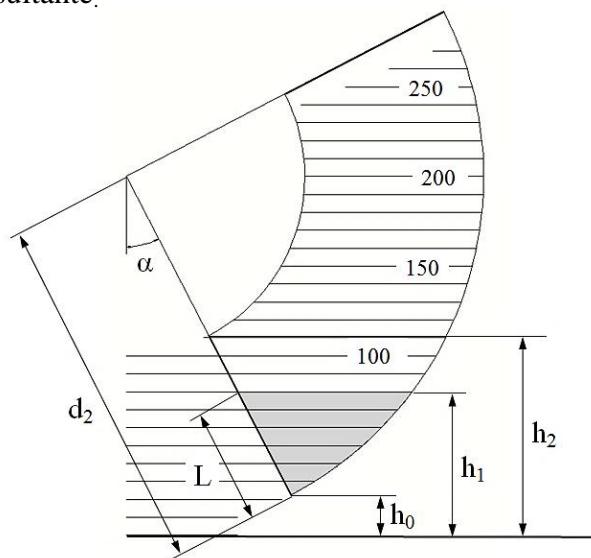


Fig. 6: Distancias necesarias para los diferentes cálculos.

La distancia OC será:

$$OC = \frac{P \cdot d_1}{F_p} \tag{8}$$

Finalmente, obtenemos la distancia  $Y_C - Y_G$ :

$$Y_C - Y_G = OC - OG = \frac{P \cdot d_1}{F_P} - \left( d_2 - \frac{L}{2} \right) = \frac{P \cdot d_1}{F_P} - d_2 + \frac{h_1 - h_0}{2 \cdot \cos \alpha} \quad (9)$$

Donde:

$d_1 = 160$  mm (brazo de fuerza de las pesas)

$g = 9,803$  m/s<sup>2</sup> (aceleración de la gravedad en la UPNA)

$b = 75$  mm (anchura del recipiente)

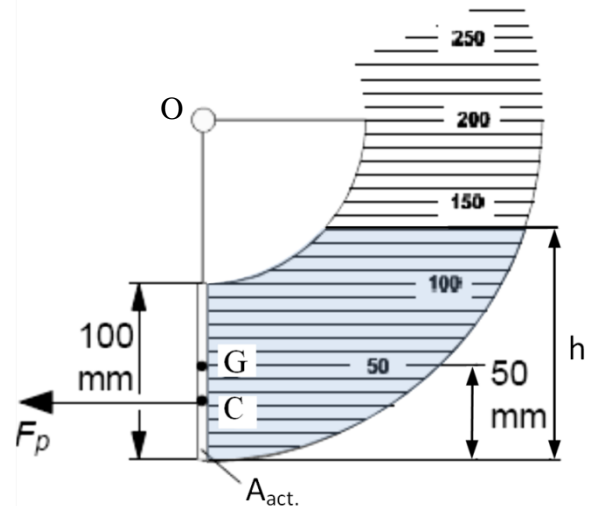
$d_2 = 200$  mm (distancia de O al fondo del recipiente)

#### 4. Pared totalmente sumergida ( $h_1 > h_2$ )

Igual que en el caso anterior, aplicamos la igualdad de momentos respecto de O:

$$P \cdot d_1 = F_P \cdot OC$$

Para el cálculo de la fuerza, en este caso toda la pared está sumergida, por lo que el área activa será  $a \cdot b$ , con  $a = 100$  mm (altura de la cara del recipiente donde actúa  $F_P$ )



$$F_P = P_G \cdot A = \rho \cdot g \cdot h_G \cdot a \cdot b = \rho \cdot g \cdot \left( h_1 - h_0 - \frac{a}{2} \cdot \cos \alpha \right) \cdot a \cdot b \quad (10)$$

Y la posición del centro de presiones será:

$$Y_C - Y_G = OC - OG = \frac{P \cdot d_1}{F_P} - \left( d_2 - \frac{a}{2} \right) \quad (11)$$

Estos resultados deberán compararse con los obtenidos teóricamente a partir de la ecuación 1.

## CÁLCULO TEÓRICO DEL CENTRO DE PRESIONES

- Para una pared parcialmente sumergida, el valor de  $Y_C - Y_G$  es el obtenido en la ecuación 5.

$$Y_C - Y_G = \frac{L}{6} = \frac{h_1 - h_0}{6 \cdot \cos \alpha} \quad (12)$$

- Para una pared totalmente sumergida, el valor de  $Y_C - Y_G$  es:

$$Y_C - Y_G = \frac{\cos \alpha \cdot \frac{1}{12} \cdot L^2}{h_G} = \frac{\cos \alpha \cdot \frac{1}{12} \cdot a^2}{h_1 - h_0 - \frac{a}{2} \cdot \cos \alpha} = \frac{a^2}{12 \cdot \left( \frac{h_1 - h_0}{\cos \alpha} - \frac{a}{2} \right)} \quad (13)$$

## MONTAJE EXPERIMENTAL

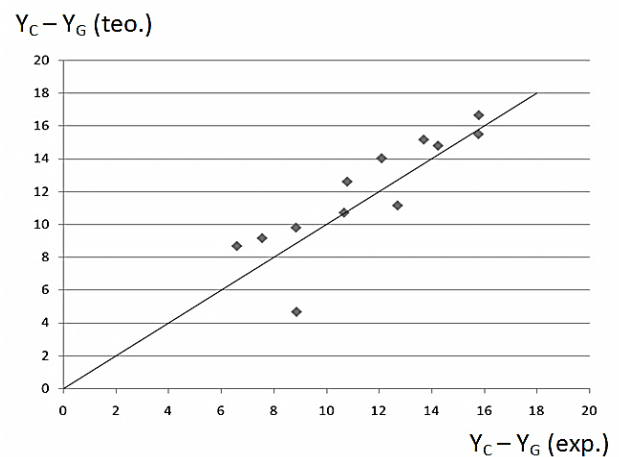
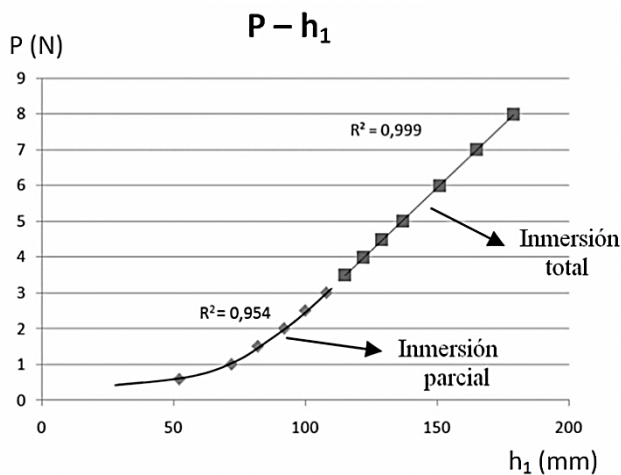
En primer lugar debemos colocar el depósito de agua en un ángulo  $\alpha$  ( $0^\circ$ ,  $30^\circ$  o  $60^\circ$ ), mediante el perno de retención (2). Posteriormente, y antes de colocar el portapesas, se debe ajustar el jinete (6) a una distancia de 16 cm ( $d_1 = 160$  mm) al punto de giro (O) y a continuación se desplazará el peso corredizo (3) hasta que el brazo se encuentre horizontalmente en equilibrio, o lo que es lo mismo, hasta que la burbuja se encuentre totalmente centrada. En el caso de  $\alpha = 60^\circ$  se realizará la misma operación pero colocando el portapesas de 1 Newton antes de desplazar el peso corredizo y nivelar el brazo en la posición horizontal.

Una vez realizados los pasos anteriores, ya estará el equipo preparado para comenzar a realizar los ensayos con los diferentes pesos.

Los ensayos se realizarán colocando un peso en el jinete y a continuación se verterá agua hasta que el equipo se encuentre otra vez en equilibrio, es decir, la burbuja se encuentre centrada y el brazo esté horizontal. Se anotará el nivel de agua correspondiente a ese peso, y se aumentará de 0,5 a 1 Newton, repitiendo el proceso anterior sucesivamente.

## TRABAJO A REALIZAR

- Completar las tablas de resultados para cada ángulo  $\alpha$ .
- Presentar las gráficas:
  - Peso – Nivel de agua leído ( $h_1$ ) correspondientes a cada ángulo  $\alpha$  representando la “inmersión parcial y total”, mostrando los puntos experimentales y trazando las curvas teóricas en cada caso.
  - $Y_C - Y_G$  (teórico) frente a  $Y_C - Y_G$  (experimental), trazando la recta teórica  $x = y$  para ver el error cometido.



- Comentarios e interpretación de los resultados.

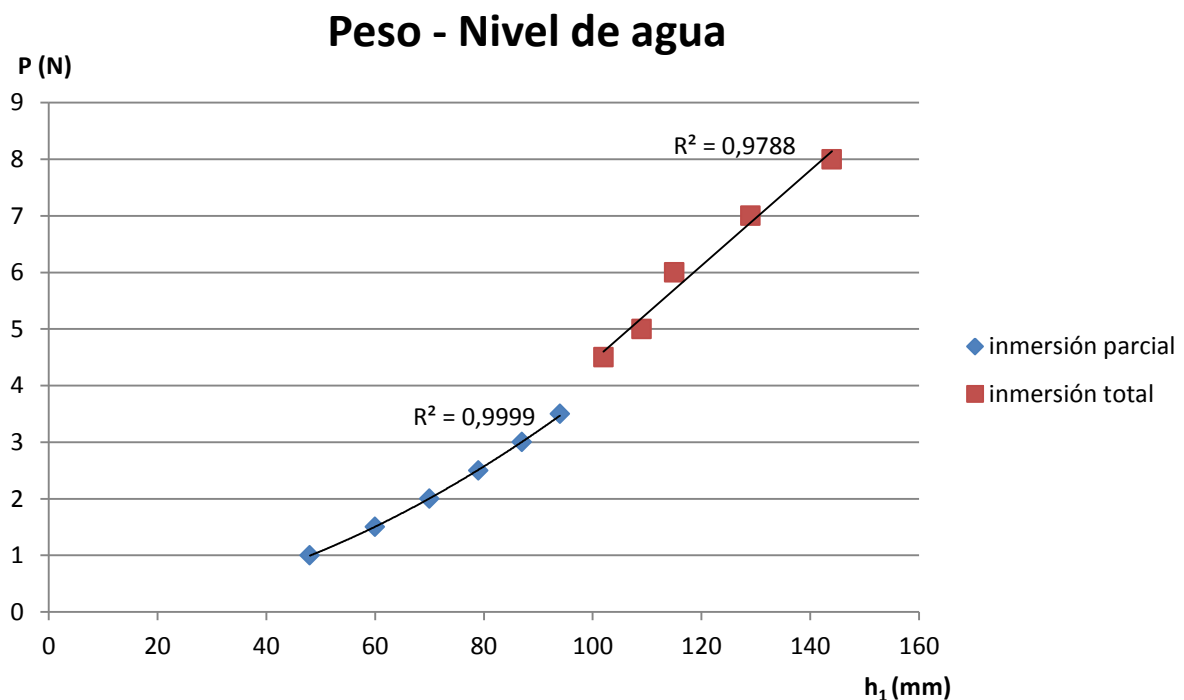


## TABLAS DE RESULTADOS

Para el primer caso de  $\alpha = 0^\circ$ , se han recogido los siguientes valores:

Ángulo $\alpha$		$h_0$ (mm)			$h_2$ (mm)	
0		0			100	
Braza de fuerza $d_1$ (mm)	Peso añadido P (N)	Nivel de agua leído $h_1$ (mm)	$F_P$ (N)	OC (mm) experim.	$Y_C - Y_G$ (mm) teórica	$Y_C - Y_G$ (mm) experim.
160	1	48	0,847	188,91	8,00	12,91
160	1,5	60	1,323	181,35	10,00	11,35
160	2	70	1,801	177,65	11,67	12,65
160	2,5	79	2,294	174,35	13,17	13,85
160	3	87	2,782	172,51	14,50	16,01
160	3,5	94	3,248	172,40	15,67	19,40
160	4	102	3,823	167,40	16,03	17,40
160	4,5	109	4,338	165,98	14,12	15,98
160	5	115	4,779	167,40	12,82	17,40
160	6	129	5,808	165,28	10,55	15,28
160	7	144	6,911	162,06	8,87	12,06
160	8	158	7,940	161,20	7,72	11,20

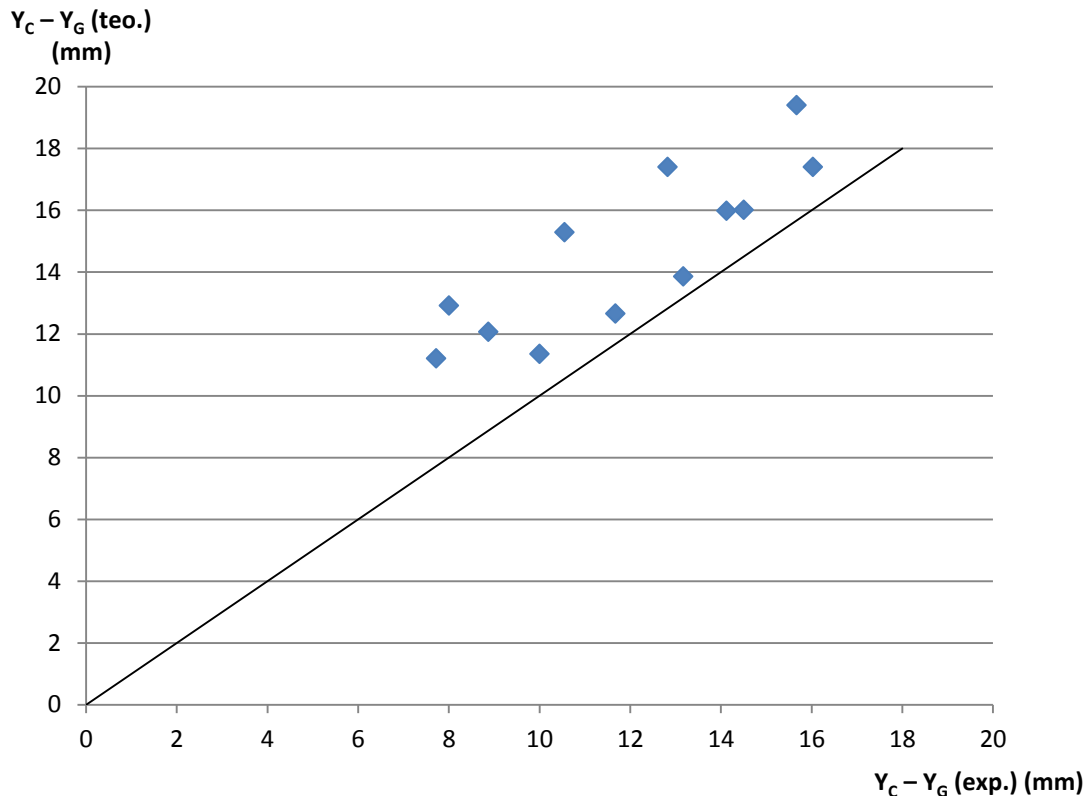
A continuación se muestra la gráfica Peso – Altura de agua obtenida a partir de los datos experimentales para  $\alpha = 0^\circ$ :







La gráfica  $Y_C - Y_G$  (teórico) frente a  $Y_C - Y_G$  (experimental) correspondiente a  $\alpha = 0^\circ$  es la siguiente:

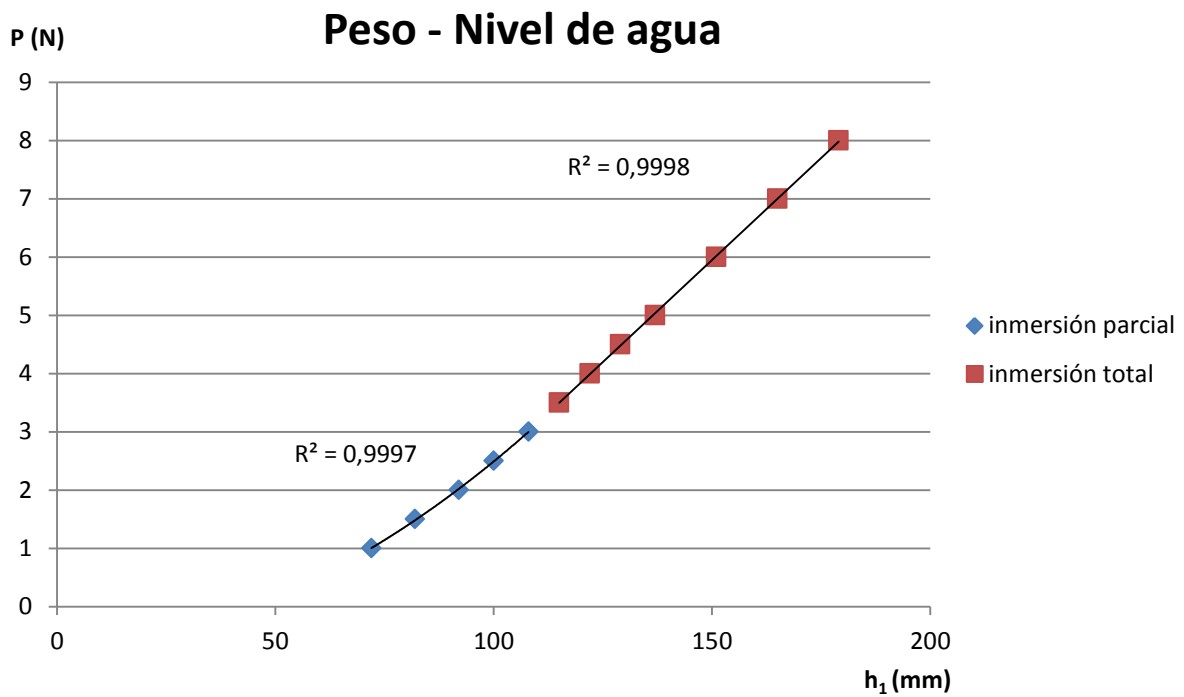


Para el segundo caso con  $\alpha = 30^\circ$ , hemos obtenido los siguientes datos:

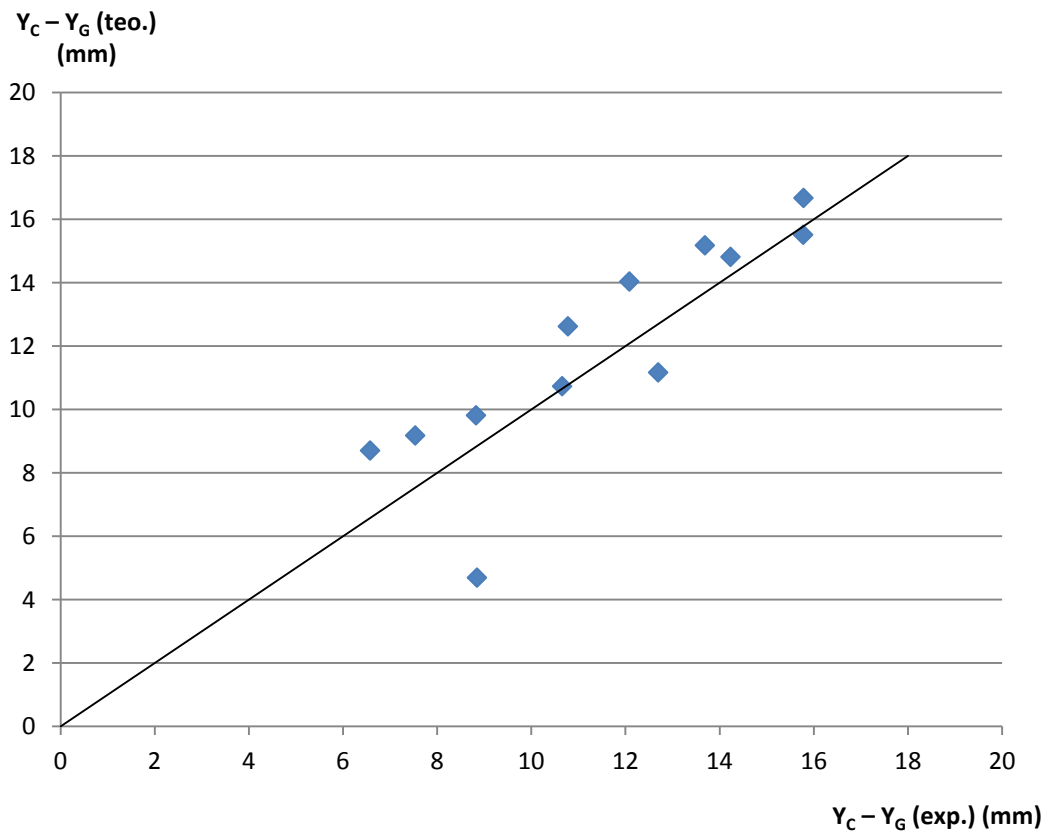
Ángulo $\alpha$		$h_0$ (mm)			$h_2$ (mm)	
30		26			112	
Brazo de fuerza $d_1$ (mm)	Peso añadido P (N)	Nivel de agua leído $h_1$ (mm)	$F_P$ (N)	OC (mm) experim.	$Y_C - Y_G$ (mm) teórica	$Y_C - Y_G$ (mm) experim.
160	1	72	0,898	178,13	8,85	4,69
160	1,5	82	1,331	180,29	10,78	12,62
160	2	92	1,849	173,06	12,70	11,17
160	2,5	100	2,324	172,08	14,24	14,81
160	3	108	2,854	168,17	15,78	15,51
160	3,5	115	3,360	166,67	15,79	16,67
160	4	122	3,875	165,18	13,69	15,18
160	4,5	129	4,389	164,04	12,09	14,04
160	5	137	4,977	160,73	10,66	10,73
160	6	151	6,007	159,82	8,83	9,82
160	7	165	7,036	159,18	7,54	9,18
160	8	179	8,065	158,70	6,58	8,70



A continuación se muestra la gráfica Peso – Altura de agua obtenida a partir de los datos experimentales para  $\alpha = 30^\circ$ :



La gráfica  $Y_C - Y_G$  (teórico) frente a  $Y_C - Y_G$  (experimental) correspondiente a  $\alpha = 30^\circ$  es la siguiente:

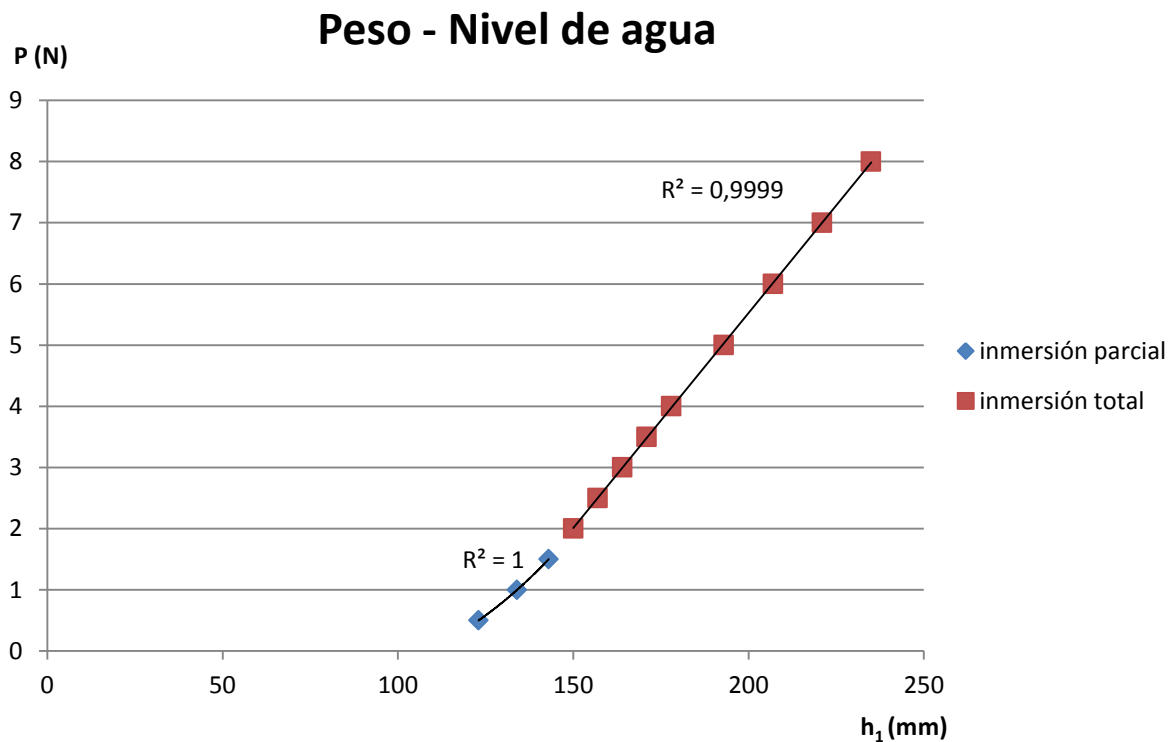




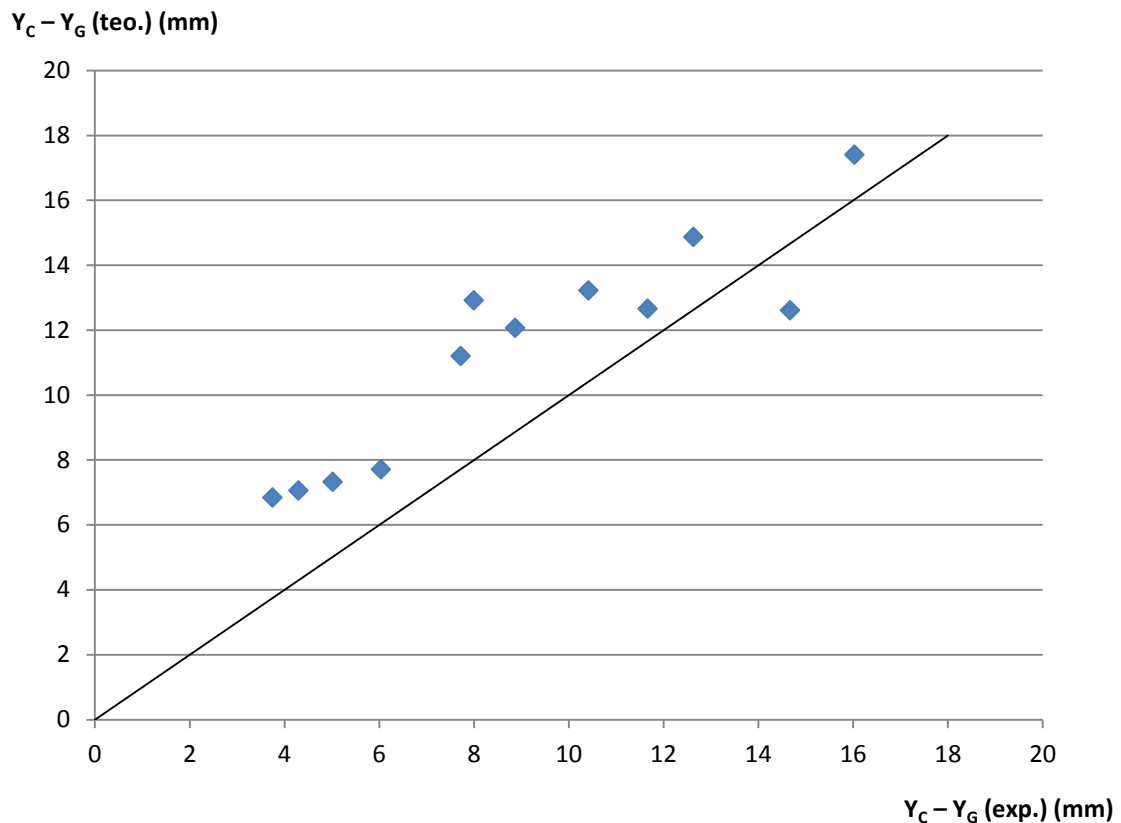
En el tercer caso con  $\alpha = 60^\circ$ , hemos obtenido los siguientes datos:

Ángulo $\alpha$		$h_0$ (mm)			$h_2$ (mm)	
60		99			144	
Brazo de fuerza $d_1$ (mm)	Peso añadido P (N)	Nivel de agua leído $h_1$ (mm)	$F_P$ (N)	OC (mm) experim.	$Y_C - Y_G$ (mm) teórica	$Y_C - Y_G$ (mm) experim.
160	0,5	123	0,423	188,91	8,00	12,91
160	1	134	0,901	177,65	11,67	12,65
160	1,5	143	1,423	168,61	14,67	12,61
160	2	150	1,912	167,40	16,03	17,40
160	2,5	157	2,426	164,86	12,63	14,86
160	3	164	2,941	163,22	10,42	13,22
160	3,5	171	3,456	162,06	8,87	12,06
160	4	178	3,970	161,20	7,72	11,20
160	5	193	5,073	157,70	6,04	7,70
160	6	207	6,102	157,32	5,02	7,32
160	7	221	7,132	157,05	4,30	7,05
160	8	235	8,161	156,84	3,75	6,84

A continuación se muestra la gráfica Peso – Altura de agua obtenida a partir de los datos experimentales para  $\alpha = 60^\circ$ :



La gráfica  $Y_C - Y_G$  (teórico) frente a  $Y_C - Y_G$  (experimental) correspondiente a  $\alpha = 60^\circ$  es la siguiente:



## Conclusiones

A la vista de los resultados obtenidos se puede concluir que el equipo utilizado para determinar la posición del centro de presiones no es muy preciso. La resolución de 2 mm de la escala del sistema hace difícil la lectura del nivel de agua, ocasionando errores en la medida. Un error de 1 mm se traduce en variaciones de hasta 10 mm en la determinación de la posición del centro de presiones.

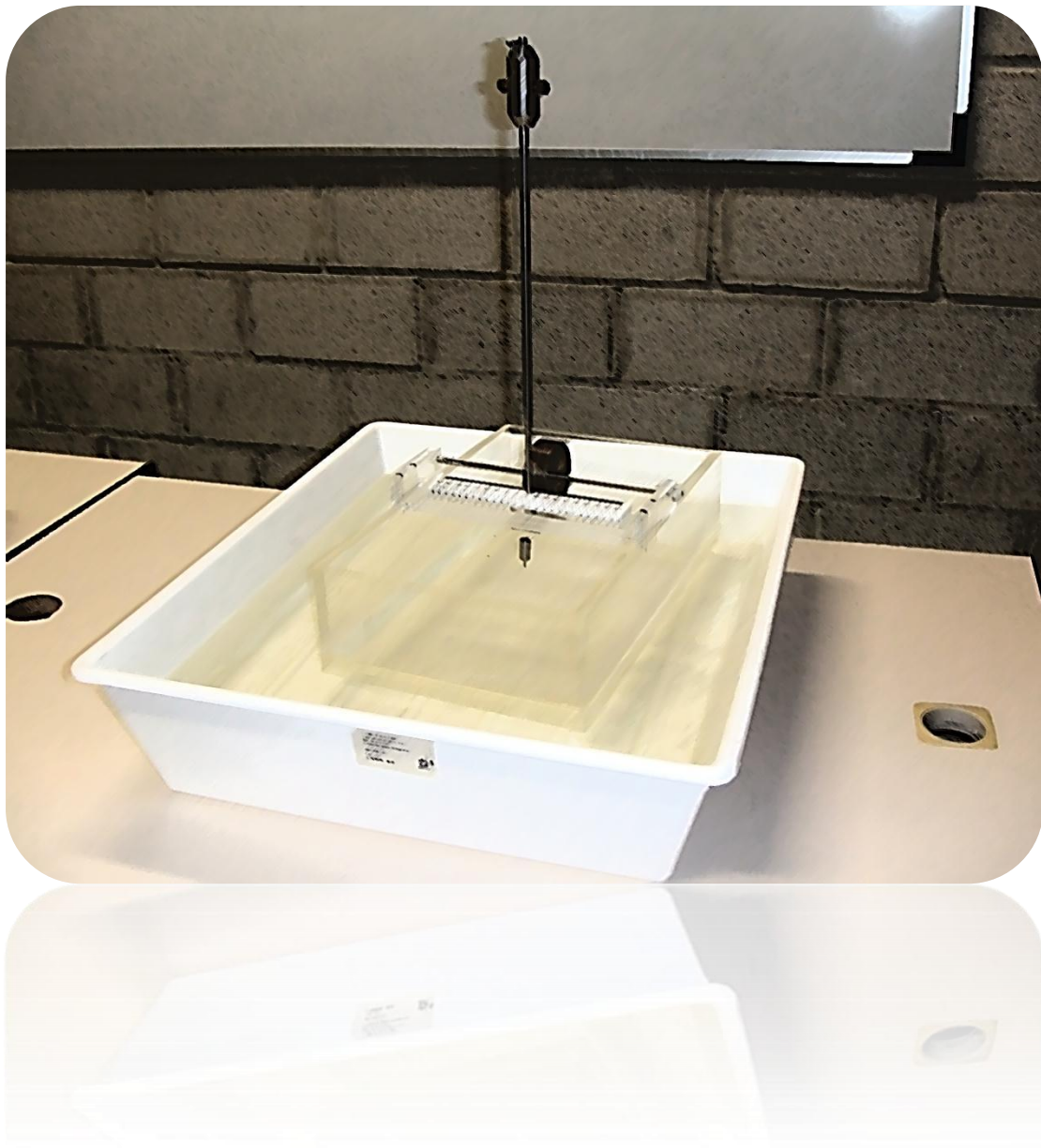
Comparando los resultados obtenidos experimentalmente y con la fórmula teórica de la distancia  $Y_C - Y_G$ , se observa que aunque algunos pares de valores son muy parecidos entre sí, existen otros en los que el valor experimental es muy diferente del teórico, llegando a haber una diferencia de 5 mm, ocasionados por la imprecisión en la toma de datos.

Por otra parte, de las gráficas Peso – Nivel de agua se comprueba que la zona de inmersión parcial sigue una distribución exponencial, mientras que la zona de inmersión total sigue una distribución lineal.

Por último, en las tablas se ve que la distancia  $Y_C - Y_G$  aumenta conforme se incrementa el nivel de agua hasta que se alcanza la inmersión total, en donde el centro de gravedad (G) permanece fijo y el centro de presiones (C) se va acercando al centro de gravedad, de manera que la distancia  $Y_C - Y_G$  comienza a disminuir.

## PRÁCTICA 2

# Determinación de la posición del metacentro en un objeto flotante



## OBJETIVO

Hallar experimentalmente la posición del *metacentro* de un cuerpo flotante y compararla con la hallada analíticamente.

## FUNDAMENTO TEÓRICO

### Concepto de metacentro

El *metacentro* de un objeto flotante en su posición normal de equilibrio es el punto en el cual convergen los sucesivos puntos de intersección entre la vertical que pasa por el centro de gravedad  $G$  del cuerpo flotante y el centro de carena  $B$ , en la posición normal de equilibrio, y la dirección que sigue el empuje, correspondiente a una inclinación  $\beta$  (punto  $M'$ ), cuando  $\beta$  tiende a cero.

### Cálculo de la posición del metacentro midiendo el ángulo de inclinación

Vamos a idear un procedimiento para calcular la posición del metacentro de un objeto flotante, mediante la medida del ángulo de inclinación  $\beta$ .

Si partiendo de una posición de equilibrio desplazamos paralelamente a la superficie libre del líquido una masa móvil  $m'$  que forme parte del cuerpo flotante, el barco se inclinará un ángulo  $\beta$  hasta alcanzar una nueva posición de equilibrio. Aparece entonces un nuevo centro de flotación  $B'$ . Si trazamos una recta normal a la superficie libre del líquido (una vertical) que pase por  $B'$ , cortará a la vertical correspondiente a la posición de equilibrio original del barco (el eje de simetría) en un punto  $M'$ . Analizando el equilibrio alcanzado, observamos dos pares de fuerzas del mismo módulo y sentidos opuestos, como se aprecia en la figura 1.

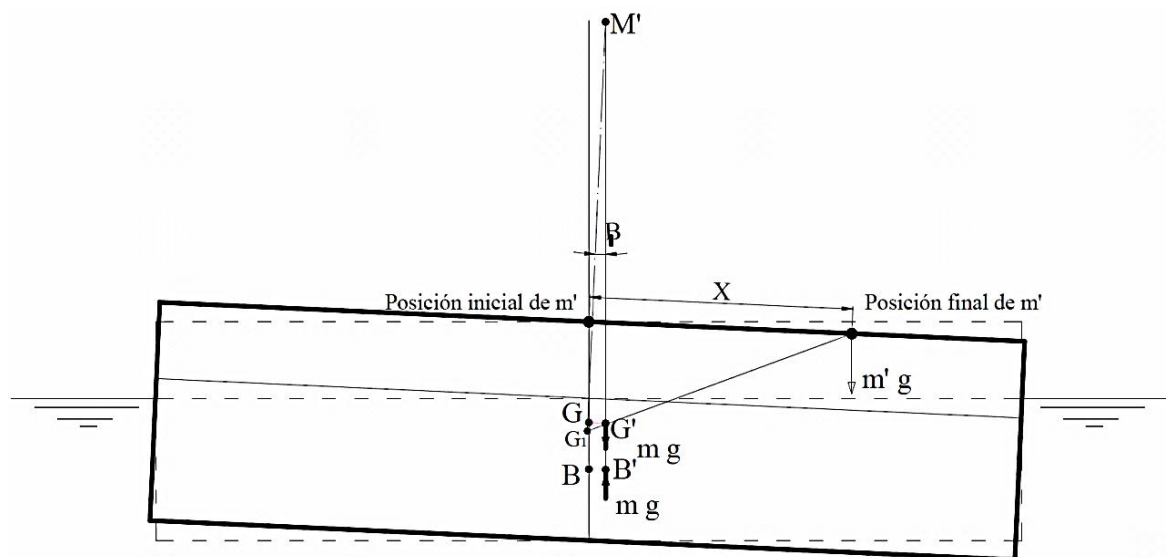


Fig. 1

El valor del par de fuerzas producido por la fuerza de flotación y la de gravedad es:

$$m \cdot g \cdot M' \cdot G \cdot \sin \beta$$

Siendo  $m$  la masa total del barco, incluida  $m'$ .

Al mover la masa  $m'$  una distancia  $X$  paralelamente a la superficie libre, hemos trasladado el peso de la masa  $m'$  una distancia horizontal  $X \cdot \cos \beta$ . Esto origina un momento:

$$m' \cdot g \cdot X \cdot \cos \beta$$

Ambos pares de fuerzas deben ser iguales y de sentido contrario, ya que hay equilibrio.

$$m \cdot g \cdot M' \cdot G \cdot \sin \beta = m' \cdot g \cdot X \cdot \cos \beta$$

Despejando la distancia  $M'G$ :

$$M'G = \frac{m'}{m} \cdot \frac{X}{\tan \beta}$$

El metacentro  $M$  será el punto al que tienda  $M'$  cuando  $\beta$  tienda a cero, y la altura metacéntrica  $MG$  será el límite de  $M'G$  cuando  $\beta$  tienda a cero:

$$MG = \lim_{\beta \rightarrow 0} \left( \frac{m'}{m} \cdot \frac{X}{\tan \beta} \right)$$

$m$	masa del barco
$m'$	masa móvil
$X$	desplazamiento de $m'$
$\beta$	ángulo de inclinación

Así podemos determinar experimentalmente la altura metacéntrica. La tendencia de  $M'$  a  $M$  cuando  $\beta$  tiende a cero puede verse en la figura 2.

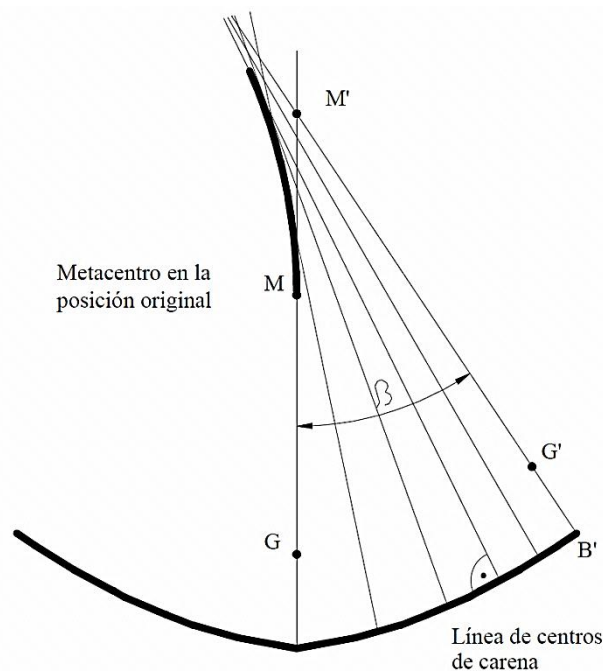


Fig. 2

## Cálculo analítico de la posición del metacentro

Se puede deducir una expresión analítica para calcular la altura metacéntrica de un cuerpo flotante para ángulos de balanceo  $\beta$  muy pequeños.

La altura metacéntrica es:  $\overline{MG} = \overline{MB} \pm \overline{GB} \Rightarrow \overline{MG} = \left(\frac{I}{V}\right) \pm \overline{GB}$

Siendo:

I: Momento de inercia del área limitada por la superficie libre del líquido en la posición inicial de flotación, respecto al eje del balanceo.

V: Volumen de líquido desalojado o volumen de carena.

G: Centro de gravedad en la posición inicial de equilibrio.

B: Centro de flotación o carena en la posición inicial de equilibrio.

El signo “menos” se usa si G está encima de B y el signo “más” si G está debajo de B.

La altura H determina la posición del centro de gravedad del barco en su conjunto respecto de la base del mismo, y varía en función del equipo utilizado, por lo que se proporciona como dato.

El momento de inercia de un rectángulo  $b \times L$  respecto de su eje de simetría perpendicular a  $b$  vale:

$$I = \frac{1}{12} \cdot L \cdot b^3$$

Por otra parte, el centro de flotación o de carena (B) está en la misma vertical que G y M y a la mitad de la altura sumergida, como puede verse en la figura 3.

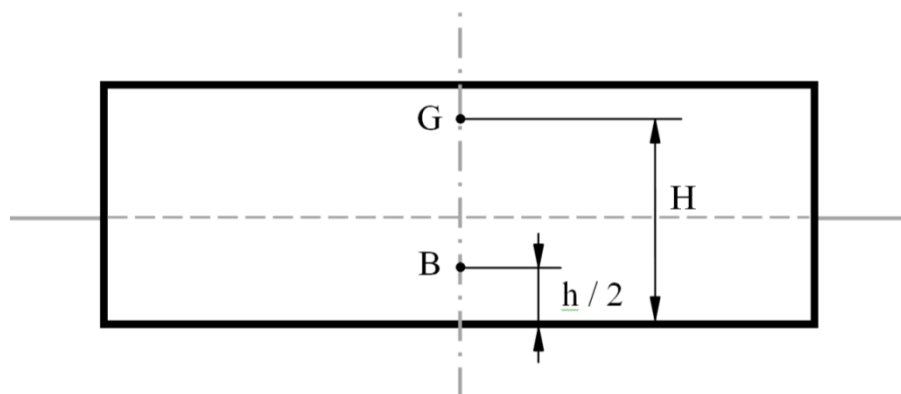


Fig. 3

## TRABAJO A REALIZAR

En primer lugar, se debe comprobar que el sistema está calibrado. Para ello, cuando la masa móvil  $m'$  esté centrada, la plomada debe marcar exactamente cero. Si no es así, se puede girar el mástil del que cuelga la plomada para hacer coincidir la cuerda con el cero. También debemos asegurarnos que dicha cuerda no roce con la escala. Además, el barco deberá estar en todo momento sin tocar los bordes del tanque de agua, a fin de que la inclinación del barco no se vea impedida.



Una vez hecho esto, desplazar la masa móvil en incrementos de 5 mm, tanto hacia el lado derecho como al izquierdo, dejando transcurrir el tiempo suficiente para que se alcancen las sucesivas posiciones de equilibrio, e ir anotando los correspondientes ángulos de balanceo  $\beta$ . Se comenzará con un desplazamiento de  $X = 10$  mm y se tomarán medidas hasta  $X = 70$  mm. Lo mismo se hará con los valores negativos de  $X$ .

De esta manera se calculará experimentalmente la altura metacéntrica, con los valores de  $X$  y  $\beta$  medidos en el balanceo. Se deberá representar  $M'G$  frente a  $\tan \beta$ , y ajustar una recta por mínimos cuadrados, determinando  $MG$ , la altura metacéntrica, como muestra la figura 4.

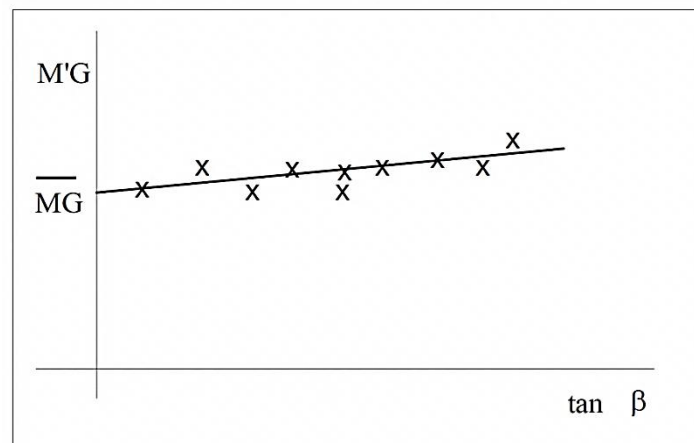
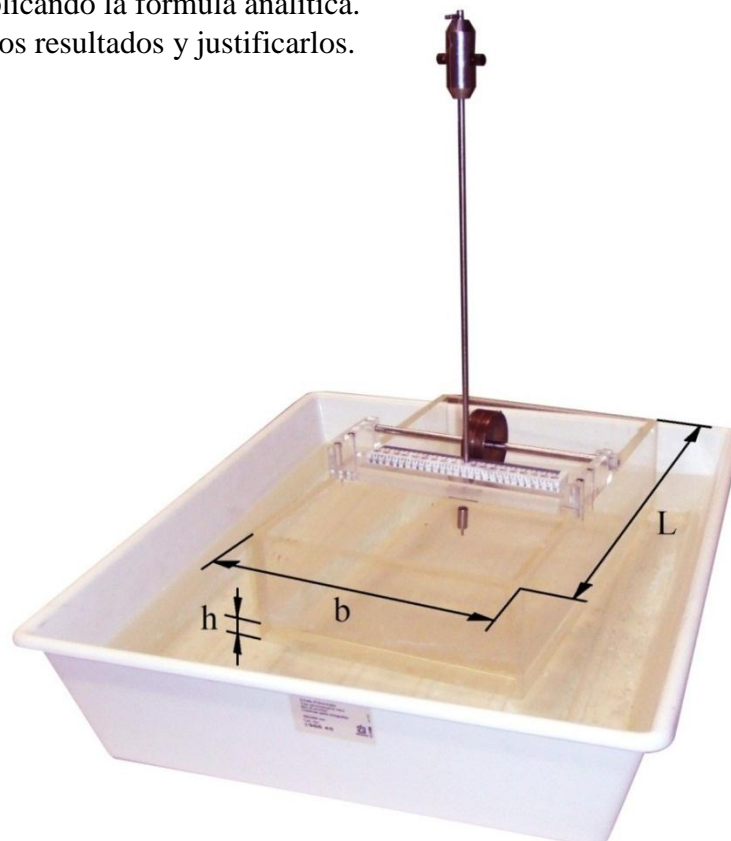


Fig. 4

El alumno deberá, por tanto:

- Obtener  $MG$  experimentalmente, según el método descrito anteriormente.
- Obtener  $MG$  aplicando la fórmula analítica.
- Comparar los dos resultados y justificarlos.

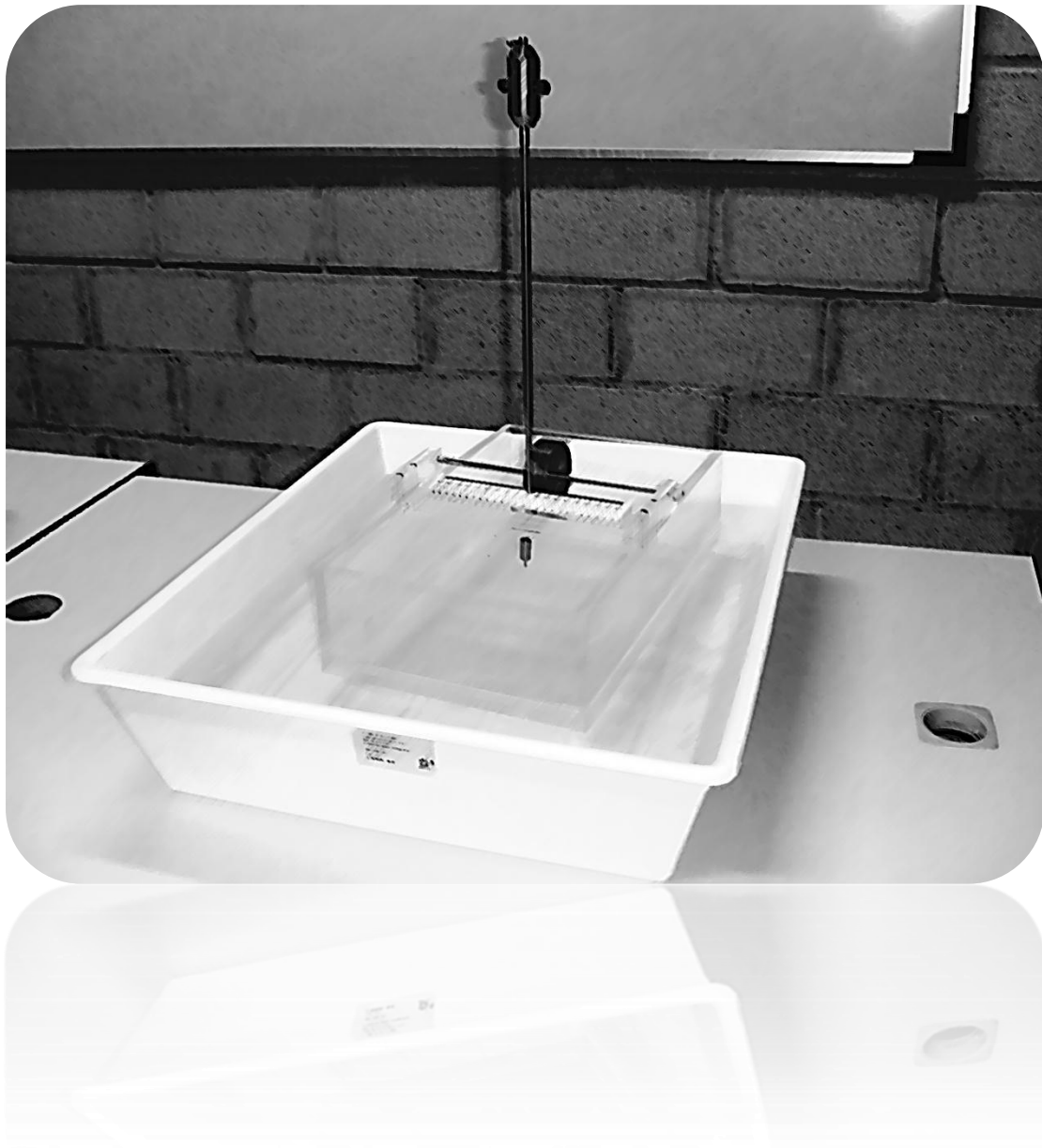




# PRÁCTICA 2

(Guión para el profesor)

## Determinación de la posición del metacentro en un objeto flotante



## OBJETIVO

Hallar experimentalmente la posición del *metacentro* de un cuerpo flotante y compararla con la hallada analíticamente.

## FUNDAMENTO TEÓRICO

### Concepto de metacentro

El *metacentro* de un objeto flotante en su posición normal de equilibrio es el punto en el cual convergen los sucesivos puntos de intersección entre la vertical que pasa por el centro de gravedad  $G$  del cuerpo flotante y el centro de carena  $B$ , en la posición normal de equilibrio, y la dirección que sigue el empuje, correspondiente a una inclinación  $\beta$  (punto  $M'$ ), cuando  $\beta$  tiende a cero.

### Cálculo de la posición del metacentro midiendo el ángulo de inclinación

Vamos a idear un procedimiento para calcular la posición del metacentro de un objeto flotante, mediante la medida del ángulo de inclinación  $\beta$ .

Si partiendo de una posición de equilibrio desplazamos paralelamente a la superficie libre del líquido una masa móvil  $m'$  que forme parte del cuerpo flotante, el barco se inclinará un ángulo  $\beta$  hasta alcanzar una nueva posición de equilibrio. Aparece entonces un nuevo centro de flotación  $B'$ . Si trazamos una recta normal a la superficie libre del líquido (una vertical) que pase por  $B'$ , cortará a la vertical correspondiente a la posición de equilibrio original del barco (el eje de simetría) en un punto  $M'$ . Analizando el equilibrio alcanzado, observamos dos pares de fuerzas del mismo módulo y sentidos opuestos, como se aprecia en la figura 1.

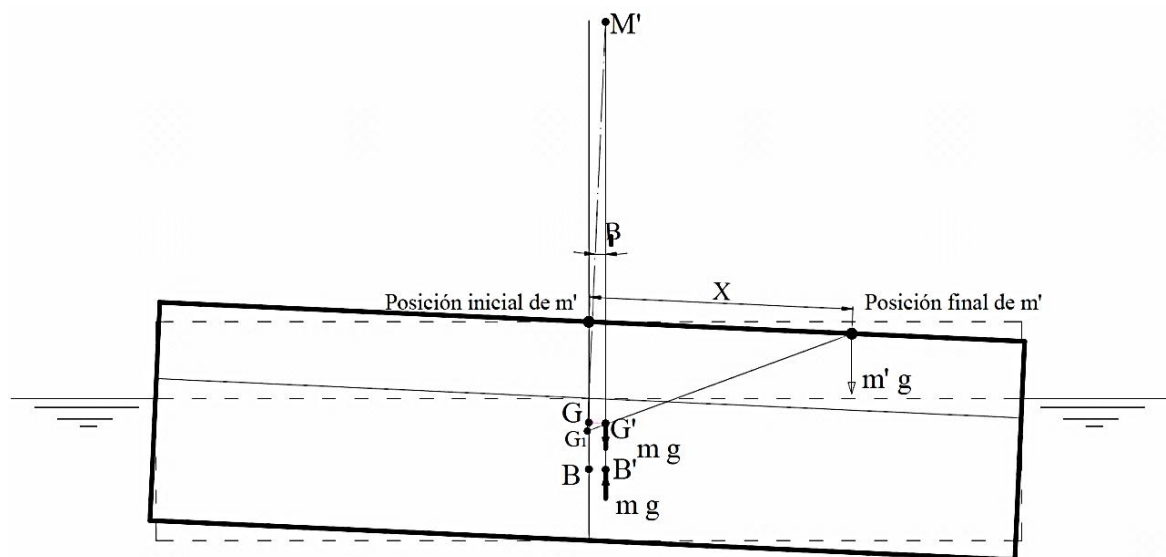


Fig. 1

El valor del par de fuerzas producido por la fuerza de flotación y la de gravedad es:

$$m \cdot g \cdot M' \cdot G \cdot \sin \beta$$

Siendo  $m$  la masa total del barco, incluida  $m'$ .

Al mover la masa  $m'$  una distancia  $X$  paralelamente a la superficie libre, hemos trasladado el peso de la masa  $m'$  una distancia horizontal  $X \cdot \cos \beta$ . Esto origina un momento:

$$m' \cdot g \cdot X \cdot \cos \beta$$

Ambos pares de fuerzas deben ser iguales y de sentido contrario, ya que hay equilibrio.

$$m \cdot g \cdot M' \cdot G \cdot \sin \beta = m' \cdot g \cdot X \cdot \cos \beta$$

Despejando la distancia  $M'G$ :

$$M'G = \frac{m'}{m} \cdot \frac{X}{\tan \beta}$$

El metacentro  $M$  será el punto al que tienda  $M'$  cuando  $\beta$  tienda a cero, y la altura metacéntrica  $MG$  será el límite de  $M'G$  cuando  $\beta$  tienda a cero:

$$MG = \lim_{\beta \rightarrow 0} \left( \frac{m'}{m} \cdot \frac{X}{\tan \beta} \right)$$

$m$	masa del barco
$m'$	masa móvil
$X$	desplazamiento de $m'$
$\beta$	ángulo de inclinación

Así podemos determinar experimentalmente la altura metacéntrica. La tendencia de  $M'$  a  $M$  cuando  $\beta$  tiende a cero puede verse en la figura 2.

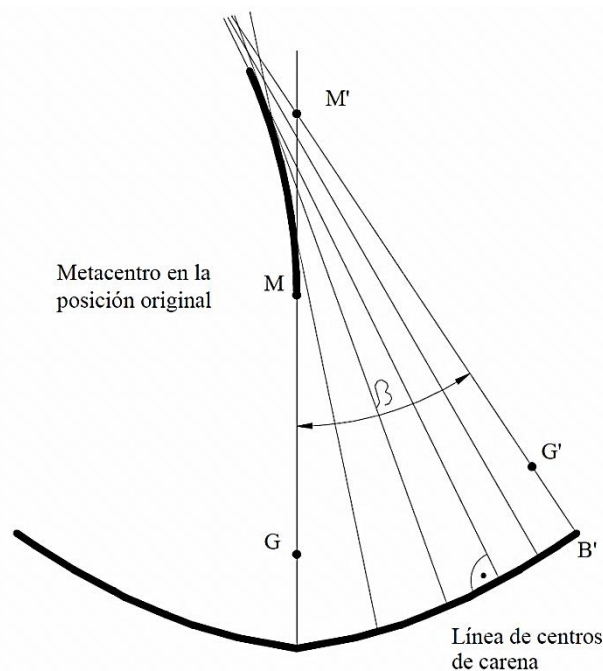


Fig. 2

## Cálculo analítico de la posición del metacentro

Se puede deducir una expresión analítica para calcular la altura metacéntrica de un cuerpo flotante para ángulos de balanceo  $\beta$  muy pequeños.

La altura metacéntrica es:  $\overline{MG} = \overline{MB} \pm \overline{GB} \Rightarrow \overline{MG} = \left(\frac{I}{V}\right) \pm \overline{GB}$

Siendo:

I: Momento de inercia del área limitada por la superficie libre del líquido en la posición inicial de flotación, respecto al eje del balanceo.

V: Volumen de líquido desalojado o volumen de carena.

G: Centro de gravedad en la posición inicial de equilibrio.

B: Centro de flotación o carena en la posición inicial de equilibrio.

El signo “menos” se usa si G está encima de B y el signo “más” si G está debajo de B.

La altura H determina la posición del centro de gravedad del barco en su conjunto respecto de la base del mismo, y varía en función del equipo utilizado, por lo que se proporciona como dato.

El momento de inercia de un rectángulo  $b \times L$  respecto de su eje de simetría perpendicular a  $b$  vale:

$$I = \frac{1}{12} \cdot L \cdot b^3$$

Por otra parte, el centro de flotación o de carena (B) está en la misma vertical que G y M y a la mitad de la altura sumergida, como puede verse en la figura 3.

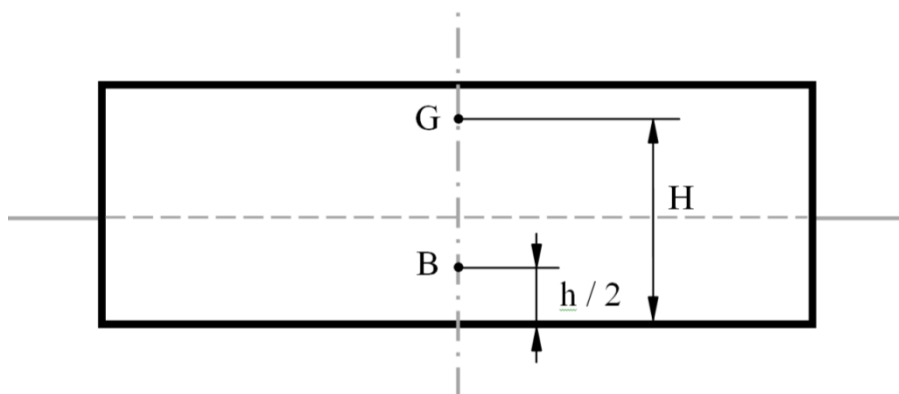


Fig. 3

## TRABAJO A REALIZAR

En primer lugar, se debe comprobar que el sistema está calibrado. Para ello, cuando la masa móvil  $m'$  esté centrada, la plomada debe marcar exactamente cero. Si no es así, se puede girar el mástil del que cuelga la plomada para hacer coincidir la cuerda con el cero. También debemos asegurarnos que dicha cuerda no roce con la escala. Además, el barco deberá estar en todo momento sin tocar los bordes del tanque de agua, a fin de que la inclinación del barco no se vea impedida.

Una vez hecho esto, desplazar la masa móvil en incrementos de 5 mm, tanto hacia el lado derecho como al izquierdo, dejando transcurrir el tiempo suficiente para que se alcancen las sucesivas posiciones de equilibrio, e ir anotando los correspondientes ángulos de balanceo  $\beta$ . Se comenzará con un desplazamiento de  $X = 10$  mm y se tomarán medidas hasta  $X = 70$  mm. Lo mismo se hará con los valores negativos de  $X$ .

De esta manera se calculará experimentalmente la altura metacéntrica, con los valores de  $X$  y  $\beta$  medidos en el balanceo. Se deberá representar  $M'G$  frente a  $\tan \beta$ , y ajustar una recta por mínimos cuadrados, determinando  $MG$ , la altura metacéntrica, como muestra la figura 4.

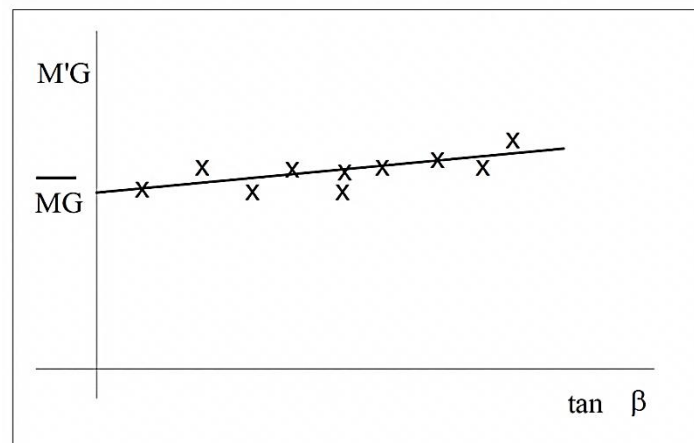
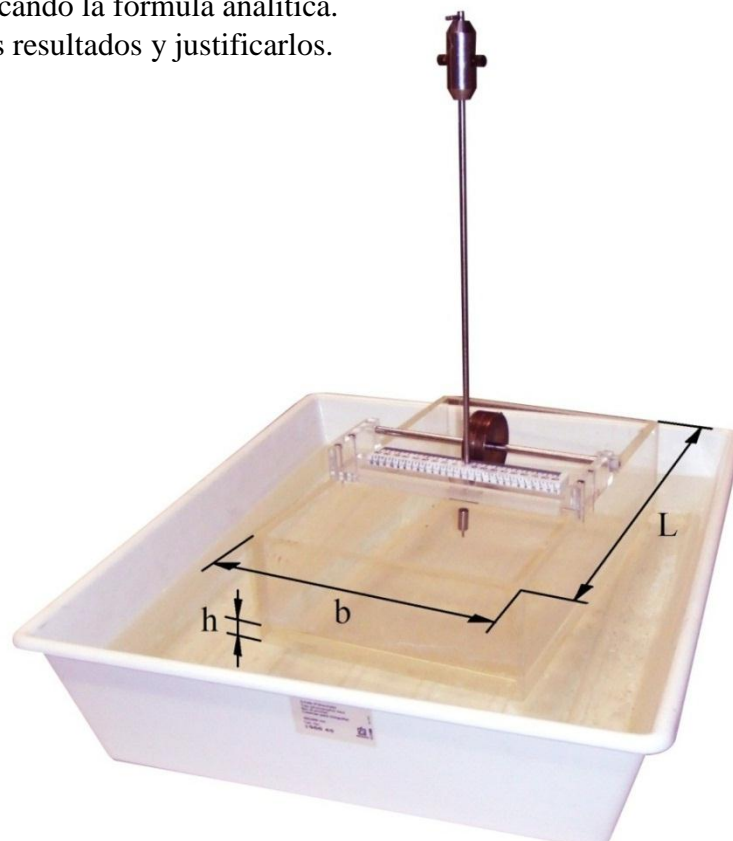


Fig. 4

El alumno deberá, por tanto:

- Obtener  $MG$  experimentalmente, según el método descrito anteriormente.
- Obtener  $MG$  aplicando la fórmula analítica.
- Comparar los dos resultados y justificarlos.





Datos de los equipos:

### Equipo A

$$\begin{array}{lll} m = 3602,6 \text{ gr} & H = 105,0 \text{ mm} & L = 402 \text{ mm} \\ m' = 635,6 \text{ gr} & I_{GG} = 0,09 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2 & b = 251 \text{ mm} \end{array}$$

### Equipo B

$$\begin{array}{lll} m = 3623,8 \text{ gr} & H = 105,34 \text{ mm} & L = 402 \text{ mm} \\ m' = 634,7 \text{ gr} & I_{GG} = 0,088 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2 & b = 251 \text{ mm} \end{array}$$

### Equipo C

$$\begin{array}{lll} m = 3786,59 \text{ gr} & H = 103,0 \text{ mm} & L = 402 \text{ mm} \\ m' = 638,59 \text{ gr} & I_{GG} = 0,11 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2 & b = 252 \text{ mm} \end{array}$$

### Equipo D

$$\begin{array}{lll} m = 3816,0 \text{ gr} & H = 103,20 \text{ mm} & L = 402 \text{ mm} \\ m' = 636,0 \text{ gr} & I_{GG} = 0,1 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2 & b = 251 \text{ mm} \end{array}$$

## TABLA DE RESULTADOS

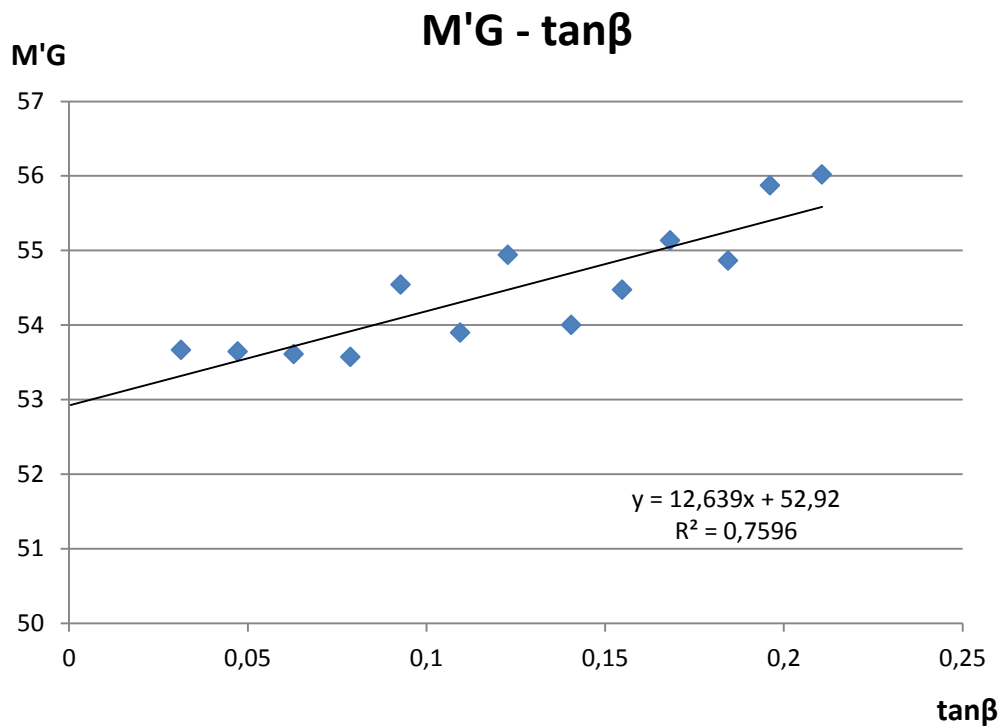
De los valores positivos recogidos  $X$  y  $\beta$  obtenemos los valores de  $\tan\beta$  y  $M'G$ .

X (mm)	$\beta$ (grados)	$\tan\beta$	$M'G$ (mm)
10	1,8	0,0314	53,664
15	2,7	0,0472	53,642
20	3,6	0,0629	53,61
25	4,5	0,0787	53,571
30	5,3	0,0928	54,538
35	6,25	0,1095	53,896
40	7,0	0,1228	54,940
45	8,0	0,1405	53,999
50	8,8	0,1548	54,469
55	9,55	0,1682	55,132
60	10,45	0,1844	54,863
65	11,1	0,1962	55,873
70	11,9	0,2107	56,019





La gráfica M'G frente a  $\tan\beta$  queda:

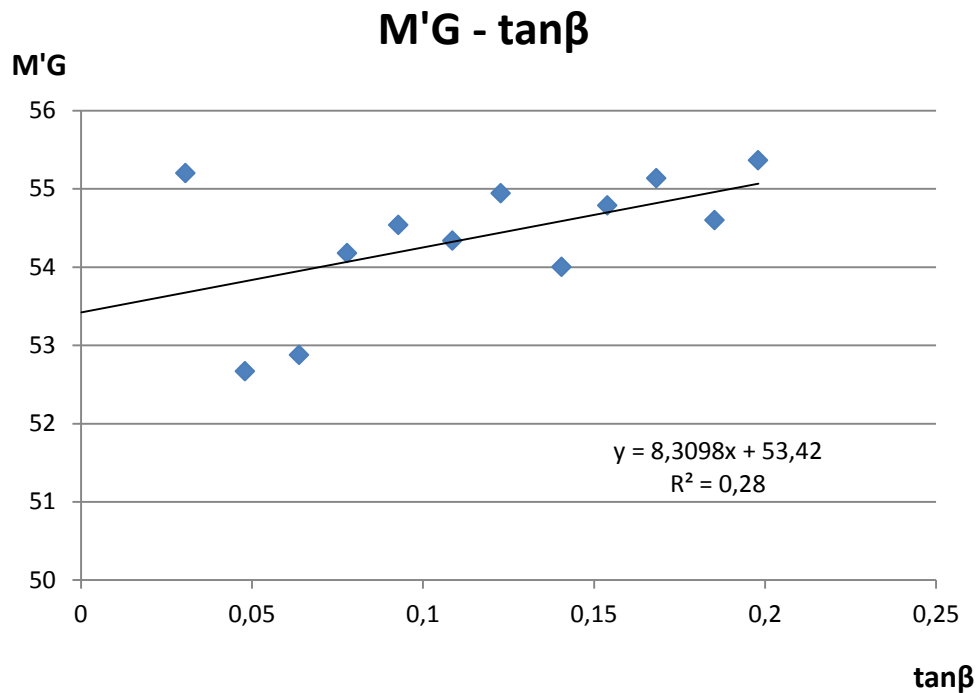


De la gráfica se obtiene:  $MG = 52,922 \text{ mm}$

Para los valores negativos:

X (mm)	$\beta$ (grados)	$\tan\beta$	M'G (mm)
- 10	1,75	0,0306	55,198
- 15	2,75	0,0480	52,665
- 20	3,65	0,0638	52,874
- 25	4,45	0,0778	54,175
- 30	5,3	0,0928	54,538
- 35	6,2	0,1086	54,334
- 40	7,0	0,1228	54,940
- 45	8,0	0,1405	53,999
- 50	8,75	0,1539	54,785
- 55	9,55	0,1682	55,132
- 60	10,5	0,1853	54,596
- 65	11,2	0,1980	55,362
- 70	12,0	0,2126	55,539

La gráfica M'G frente a  $\tan\beta$  queda:



De la gráfica se obtiene:  $MG = 53,42$  mm

Por lo tanto, si hacemos la media de los dos valores de MG obtenidos experimentalmente:

$$MG = \frac{52,92 + 53,42}{2} = 53,17 \text{ mm}$$

Si calculamos MG utilizando la fórmula analítica:

$$MG = \left(\frac{I}{V}\right) \pm GB$$

Aplicando el teorema de Arquímedes:

Peso total del barco = Empuje = Peso del volumen desalojado de agua

$$m \cdot g = V \cdot \rho \cdot g ; \quad m = h \cdot L \cdot b \cdot \rho$$

$$h = \frac{m}{L \cdot b \cdot \rho} = \frac{3,78659}{0,401 \cdot 0,251 \cdot 1000} = 0,03762 \text{ m}$$

La distancia del metacentro al centro de flotación será:

$$\frac{I}{V_{sum}} = \frac{\frac{1}{12} \cdot L \cdot b^3}{h \cdot L \cdot b} = \frac{\frac{1}{12} \cdot 0,251^2}{0,03762} = 0,13955 \text{ m}$$



La distancia del centro de gravedad del barco al centro de flotación será:

$$GB = H - \frac{h}{2} = 0,103 - \frac{0,03762}{2} = 0,08419 \text{ m}$$

La altura metacéntrica queda:

$$MG = \left(\frac{I}{V}\right) \pm GB = 0,13955 - 0,08419 = 0,0554 \text{ m} = 55,4 \text{ mm}$$

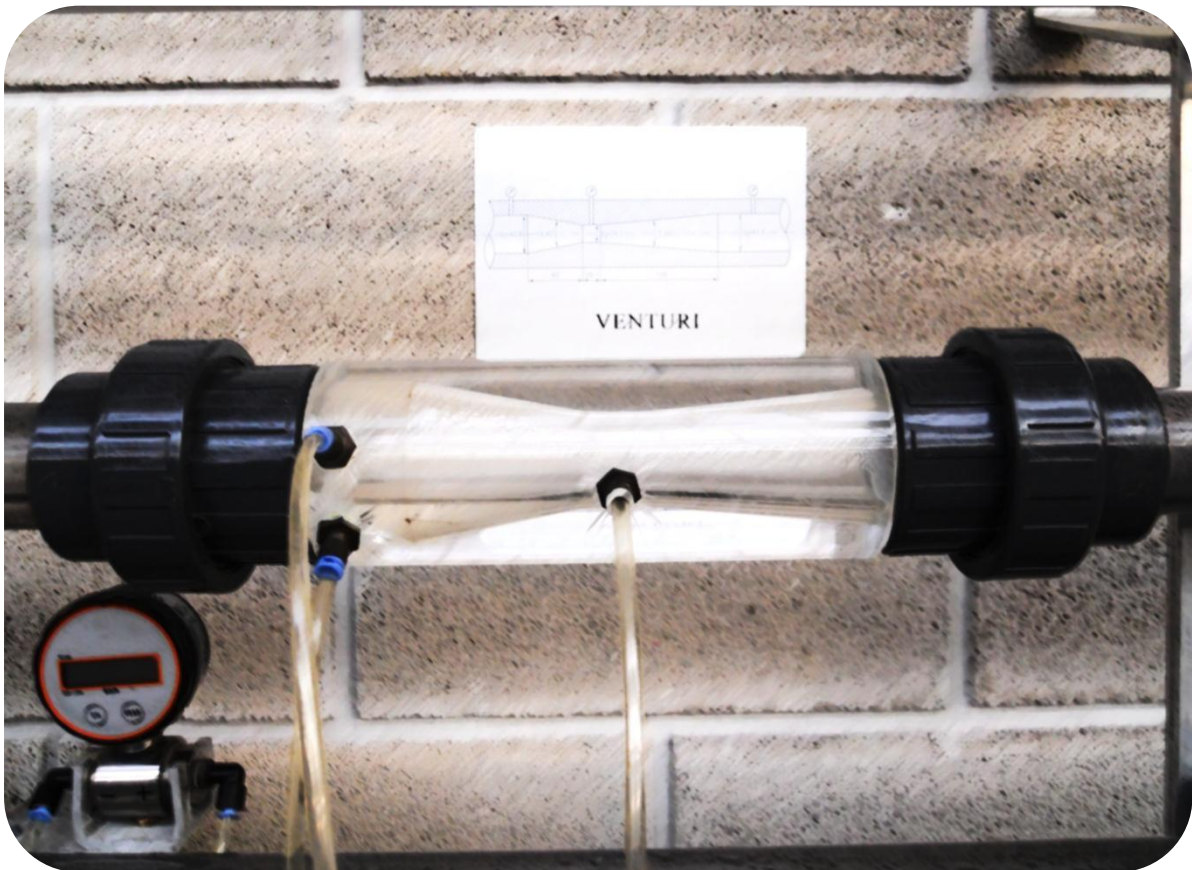
## Conclusiones

Podemos concluir que el método experimental utilizado es un método fiable ya que el valor obtenido con ambos métodos es muy parecido. La diferencia entre los resultados obtenidos experimental y analíticamente se puede deber a errores en la toma de datos del ángulo  $\beta$ , debidos a la falta de precisión del equipo.



## PRÁCTICA 3

### Estudio y calibrado de un Venturi



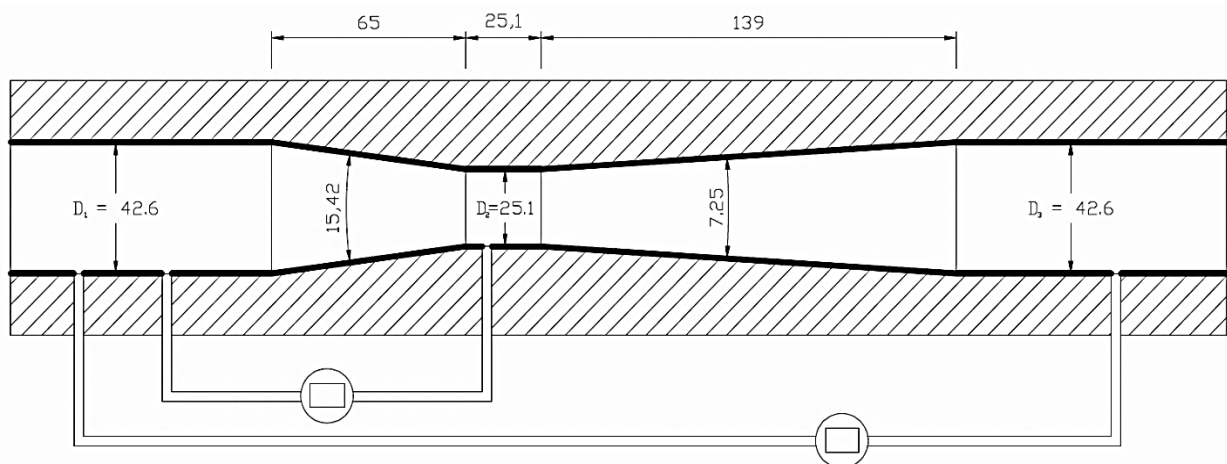
## OBJETIVOS

- Calibrado del Venturi. Determinación del coeficiente “ $C_d$ ” como función del número de Reynolds y de  $D_2 / D_1 = \beta$
- Medida del coeficiente “ $K$ ” de pérdidas secundarias.
- Medida de la potencia perdida en función del caudal.

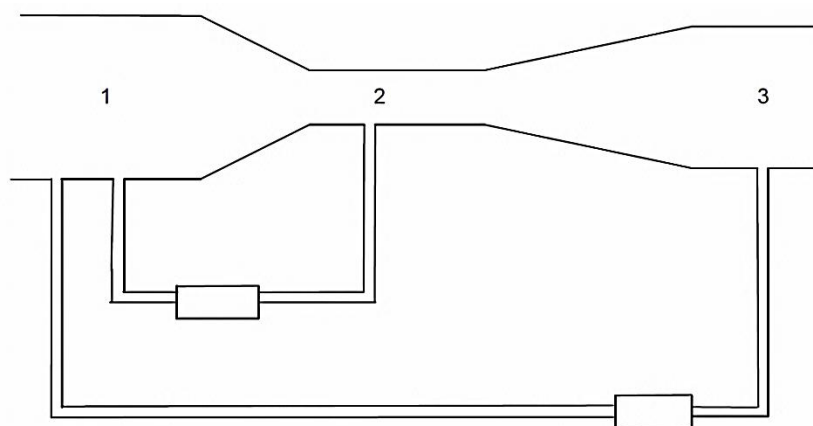
## FUNDAMENTO TEÓRICO

El tubo Venturi es un dispositivo que consta de dos troncos de cono invertidos, que se intercala en la conducción formando parte de la misma. Éste origina, al pasar por él un fluido, una pérdida de presión que puede ser medida y utilizada para calcular el caudal instantáneo que lo atraviesa.

### Dimensiones y montaje



Las dimensiones no corresponden al Venturi clásico de Herschel, sino a uno de tobera suave, es decir, con las aristas redondeadas para evitar desprendimientos de la capa límite (las imágenes se han simplificado). Las tomas piezométricas están conectadas a manómetros diferenciales. Se deberán conectar los puntos 1 y 2, por un lado, y los puntos 1 y 3, por otro, a sendos manómetros diferenciales, como muestra la siguiente figura.





## Cálculo del coeficiente $C_d$

Aplicamos Bernoulli entre 1 y 2:

$$(z_1 = z_2) \quad \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{f12} \quad (1)$$

Despreciamos las pérdidas entre 1 y 2 por ser muy pequeña la distancia entre ambos puntos. Aplicamos la ecuación de continuidad entre 1 y 2:

$$V_1 \cdot D_1^2 = V_2 \cdot D_2^2 \quad (2)$$

Entonces:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{\left(\frac{V_2 \cdot D_2^2}{D_1^2}\right)^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}; \quad \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g} = \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} \left(\frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2; \quad \frac{\Delta P_2}{\rho g} = \frac{V_2^2}{2g} \left(1 - \left(\frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2\right)$$

Despejando  $V_2$ :

$$V_2 = \sqrt{2g \cdot \frac{\frac{\Delta P_2}{\rho g}}{1 - \left(\frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2}} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{\Delta P_2}{1 - \left(\frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2}} \quad (3)$$

siendo  $\rho$  la densidad del fluido.

Teniendo en cuenta que en la ecuación de Bernoulli hemos despreciado las pérdidas entre las secciones 1 y 2 (esto es perfectamente válido, pues la mayoría de las pérdidas se producen en la zona divergente) y que no hemos considerado los coeficientes  $\alpha_1$  y  $\alpha_2$  correctores del término de altura cinética, la expresión 3 no es del todo exacta. La corregimos con un factor, un coeficiente “ $C_d$ ”, cuyo conocimiento equivale a tener calibrado el Venturi, hacerlo útil para la medida de caudales.

$$V_2 = C_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{\Delta P_2}{1 - \left(\frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2}} \quad (4)$$

Como sabemos que:  $Q = V \cdot A$

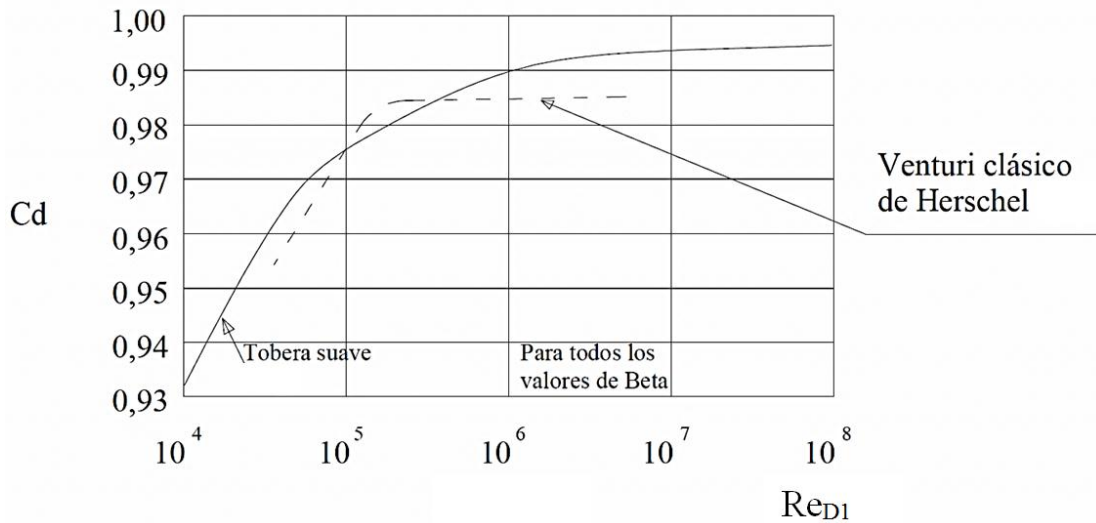
$$Q = A_2 \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{\Delta P_2}{1 - \left(\frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2}} \quad (5)$$

y despejando el coeficiente  $C_d$ :

$$C_d = \frac{Q}{A_2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{\Delta P_2}{1 - \left(\frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2}}} \quad (6)$$



Comparar los resultados con la gráfica siguiente, teniendo en cuenta que se dispone de un Venturi de tobera suave:



### Cálculo del coeficiente de pérdidas secundarias “K”

Mientras que en la sección 1-2 las pérdidas podían despreciarse, en el tramo 1-3 vamos a considerar las pérdidas secundarias para obtener el coeficiente K.

Aplicamos Bernoulli entre 1 y 3: (como  $D_1 = D_3 \implies V_1 = V_3$ , y además  $z_1 = z_3$ )

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{P_3}{\rho g} + h_{f_{1-3}} = \frac{P_3}{\rho g} + K \cdot \frac{V_1^2}{2g} \tag{7}$$

Despejando K:

$$K = \frac{(P_1 - P_3)/(\rho g)}{V_1^2/(2g)} ; \quad \boxed{K = \frac{2 \cdot \Delta P_3}{\rho \cdot V_1^2}} \tag{8}$$

K es adimensional y en general depende del número de Reynolds y de la relación  $\frac{D_2}{D_1} = \beta$

### Cálculo de la potencia de pérdidas

La potencia de pérdidas se expresa como:  $Pot = h_f \cdot \dot{m} \cdot g$

Haciendo uso de los resultados anteriores obtenemos:

$$Pot = Q \cdot \Delta P_3 = \frac{K \cdot \rho \cdot Q^3}{2 \cdot A_1^2}$$

Como K es aproximadamente constante, la potencia crece con el cubo del caudal.







# PRÁCTICA 3

(Guión para el profesor)

## Estudio y calibrado de un Venturi



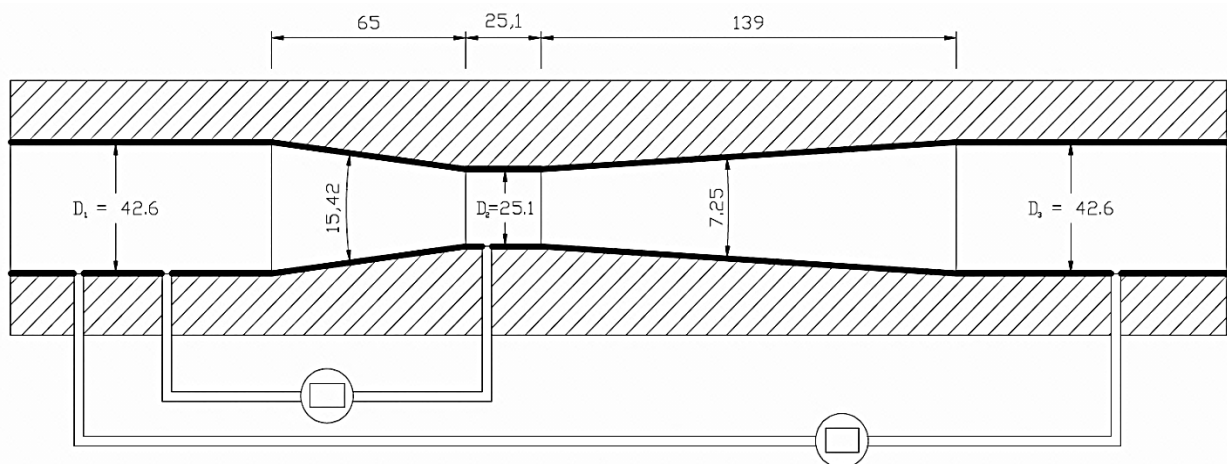
## OBJETIVOS

- Calibrado del Venturi. Determinación del coeficiente “ $C_d$ ” como función del número de Reynolds y de  $D_2 / D_1 = \beta$
- Medida del coeficiente “ $K$ ” de pérdidas secundarias.
- Medida de la potencia perdida en función del caudal.

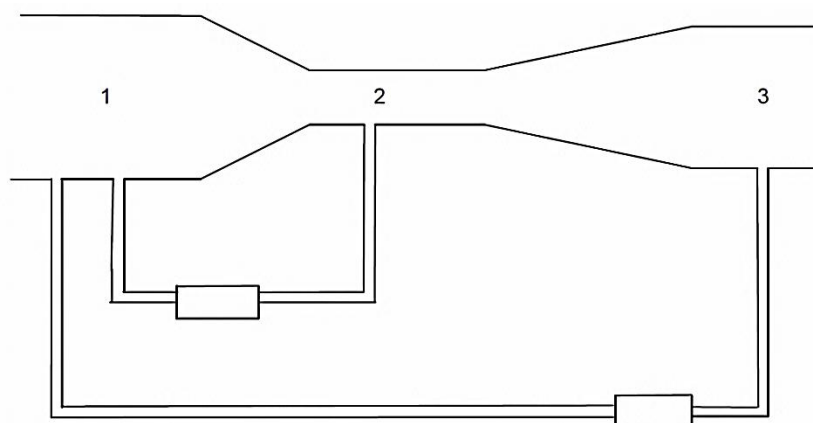
## FUNDAMENTO TEÓRICO

El tubo Venturi es un dispositivo que consta de dos troncos de cono invertidos, que se intercala en la conducción formando parte de la misma. Éste origina, al pasar por él un fluido, una pérdida de presión que puede ser medida y utilizada para calcular el caudal instantáneo que lo atraviesa.

### Dimensiones y montaje



Las dimensiones no corresponden al Venturi clásico de Herschel, sino a uno de tobera suave, es decir, con las aristas redondeadas para evitar desprendimientos de la capa límite (las imágenes se han simplificado). Las tomas piezométricas están conectadas a manómetros diferenciales. Se deberán conectar los puntos 1 y 2, por un lado, y los puntos 1 y 3, por otro, a sendos manómetros diferenciales, como muestra la siguiente figura.





## Cálculo del coeficiente $C_d$

Aplicamos Bernoulli entre 1 y 2:

$$(z_1 = z_2) \quad \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_{f12} \quad (1)$$

Despreciamos las pérdidas entre 1 y 2 por ser muy pequeña la distancia entre ambos puntos. Aplicamos la ecuación de continuidad entre 1 y 2:

$$V_1 \cdot D_1^2 = V_2 \cdot D_2^2 \quad (2)$$

Entonces:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{\left(\frac{V_2 \cdot D_2^2}{D_1^2}\right)^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g}; \quad \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_2}{\rho g} = \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g} \left(\frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2; \quad \frac{\Delta P_2}{\rho g} = \frac{V_2^2}{2g} \left(1 - \left(\frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2\right)$$

Despejando  $V_2$ :

$$V_2 = \sqrt{2g \cdot \frac{\frac{\Delta P_2}{\rho g}}{1 - \left(\frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2}} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{\Delta P_2}{1 - \left(\frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2}} \quad (3)$$

siendo  $\rho$  la densidad del fluido.

Teniendo en cuenta que en la ecuación de Bernoulli hemos despreciado las pérdidas entre las secciones 1 y 2 (esto es perfectamente válido, pues la mayoría de las pérdidas se producen en la zona divergente) y que no hemos considerado los coeficientes  $\alpha_1$  y  $\alpha_2$  correctores del término de altura cinética, la expresión 3 no es del todo exacta. La corregimos con un factor, un coeficiente “ $C_d$ ”, cuyo conocimiento equivale a tener calibrado el Venturi, hacerlo útil para la medida de caudales.

$$V_2 = C_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{\Delta P_2}{1 - \left(\frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2}} \quad (4)$$

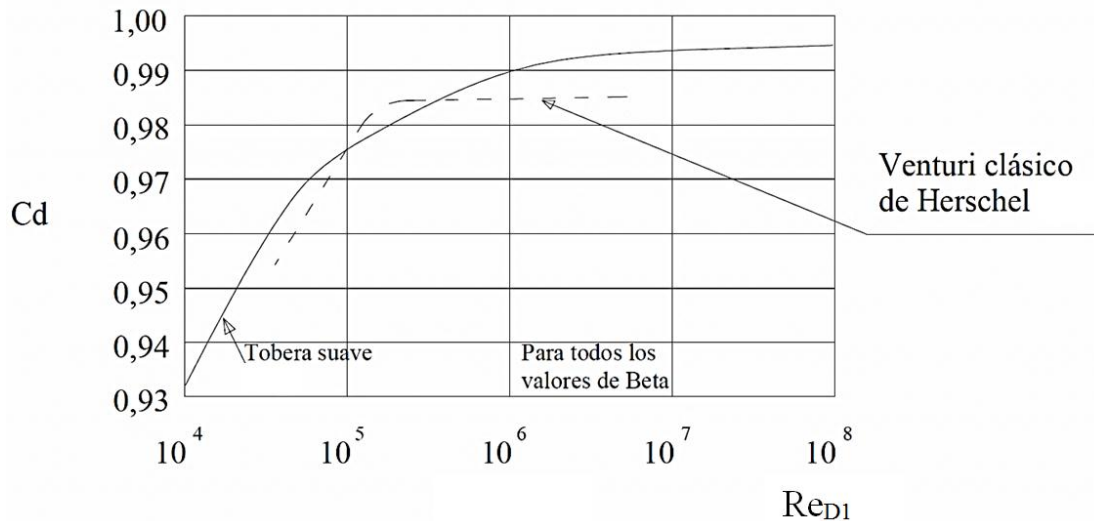
Como sabemos que:  $Q = V \cdot A$

$$Q = A_2 \cdot C_d \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{\Delta P_2}{1 - \left(\frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2}} \quad (5)$$

y despejando el coeficiente  $C_d$ :

$$C_d = \frac{Q}{A_2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{\Delta P_2}{1 - \left(\frac{D_2^2}{D_1^2}\right)^2}}} \quad (6)$$

Comparar los resultados con la gráfica siguiente, teniendo en cuenta que se dispone de un Venturi de tobera suave:



### Cálculo del coeficiente de pérdidas secundarias “K”

Mientras que en la sección 1-2 las pérdidas podían despreciarse, en el tramo 1-3 vamos a considerar las pérdidas secundarias para obtener el coeficiente K.

Aplicamos Bernoulli entre 1 y 3: (como  $D_1 = D_3 \longrightarrow V_1 = V_3$ , y además  $z_1 = z_3$ )

$$\frac{P_1}{\rho g} = \frac{P_3}{\rho g} + h_{f_{1-3}} = \frac{P_3}{\rho g} + K \cdot \frac{V_1^2}{2g} \quad (7)$$

Despejando K:

$$K = \frac{(P_1 - P_3)/(\rho g)}{V_1^2/(2g)} ; \quad \boxed{K = \frac{2 \cdot \Delta P_3}{\rho \cdot V_1^2}} \quad (8)$$

K es adimensional y en general depende del número de Reynolds y de la relación  $\frac{D_2}{D_1} = \beta$

### Cálculo de la potencia de pérdidas

La potencia de pérdidas se expresa como:  $Pot = h_f \cdot \dot{m} \cdot g$

Haciendo uso de los resultados anteriores obtenemos:

$$Pot = Q \cdot \Delta P_3 = \frac{K \cdot \rho \cdot Q^3}{2 \cdot A_1^2}$$

Como K es aproximadamente constante, la potencia crece con el cubo del caudal.

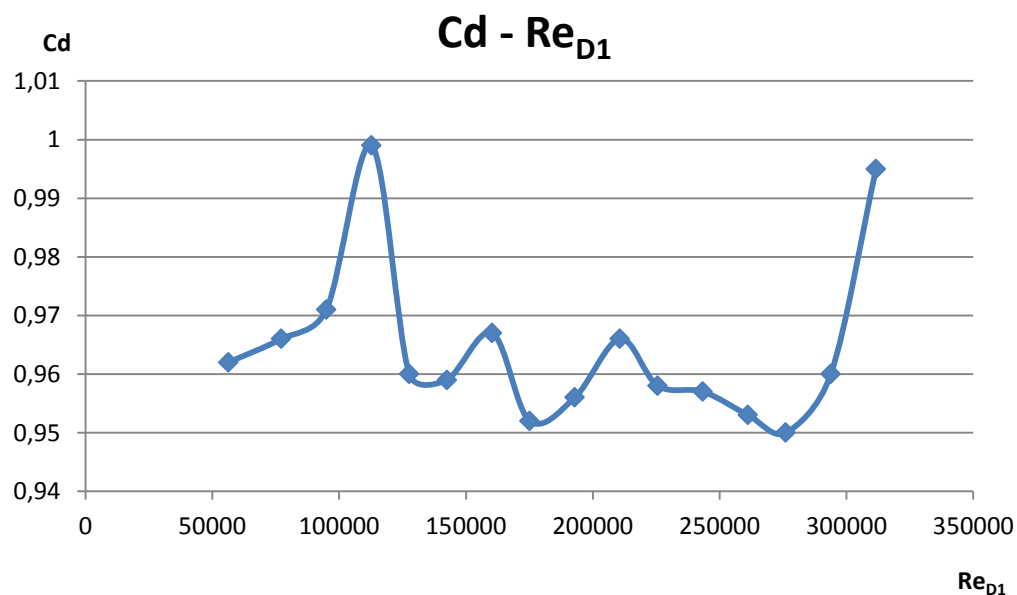
## TRABAJO A REALIZAR

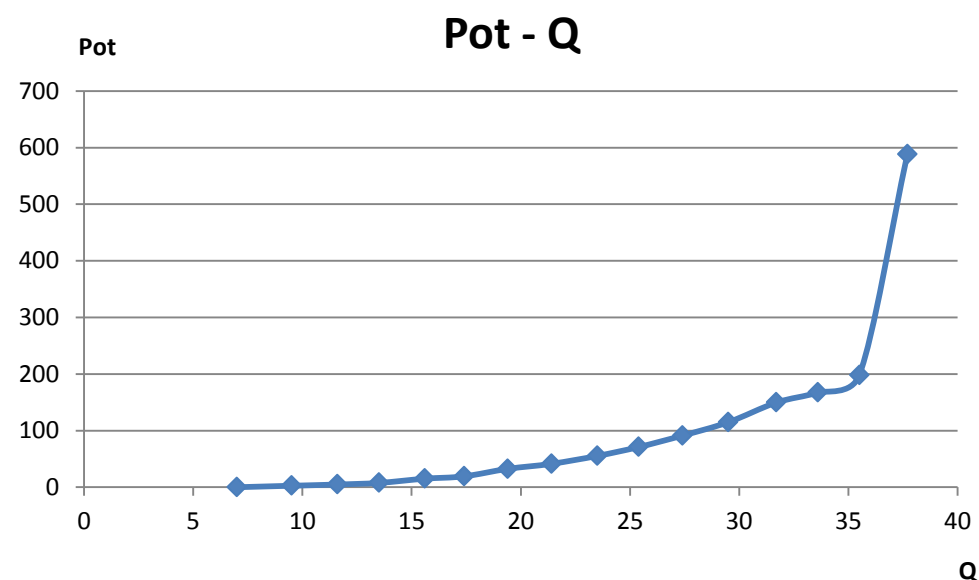
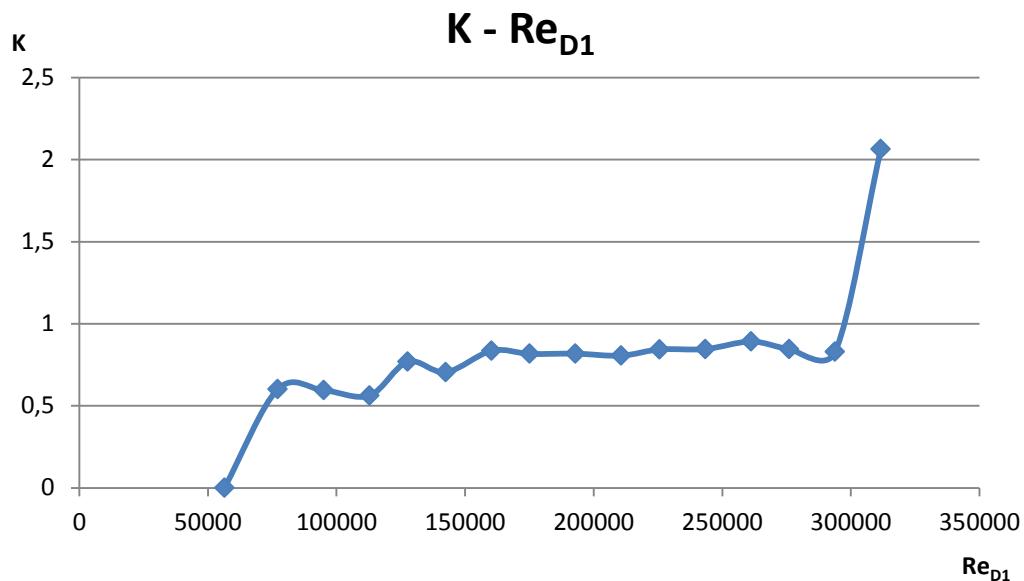
- Rellenar la tabla de datos medidos y calculados.
- Gráficas:  $C_d - Re_{D1}$ ;  $K - Re_{D1}$ ;  $Pot - Q$
- Comentarios e interpretación de los resultados, incluyendo la comparación de la gráfica  $C_d - Re_{D1}$  experimental con la teórica de la página anterior.

**Tabla de datos medidos y calculados**

Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_2$ (bar)	$\Delta P_3$ (bar)	$C_d$	$V_1$ (m/s)	$Re_{D1}$	K	Pot (W)
37,7	2,00	0,56	0,995	7,367	311653	2,064	588,00
35,5	1,91	0,20	0,960	6,946	293843	0,829	198,00
33,6	1,72	0,18	0,950	6,525	276033	0,846	167,40
31,7	1,53	0,17	0,953	6,174	261184	0,892	149,60
29,5	1,32	0,14	0,957	5,753	243374	0,846	114,80
27,4	1,13	0,12	0,958	5,332	225564	0,844	91,20
25,4	0,97	0,10	0,966	4,981	210716	0,806	71,00
23,5	0,83	0,085	0,956	4,560	192906	0,818	55,25
21,4	0,69	0,07	0,952	4,139	175096	0,817	41,30
19,4	0,56	0,06	0,967	3,789	160289	0,836	32,40
17,4	0,45	0,04	0,959	3,368	142479	0,705	19,20
15,6	0,36	0,035	0,960	3,017	127631	0,769	15,05
13,5	0,26	0,02	0,999	2,666	112782	0,563	7,60
11,6	0,195	0,015	0,971	2,245	94972	0,595	4,80
9,5	0,13	0,01	0,966	1,824	77162	0,601	2,60
7,0	0,07	0,00	0,962	1,333	56391	0,000	0,00

Con estos datos representamos las gráficas pedidas.





## Conclusiones

De los resultados obtenidos del factor de corrección del tubo Venturi para su calibrado, se puede observar que hay una pauta en los valores, es decir, se aproximan a 0,96, con lo que se puede concluir que la corrección sobre el tubo Venturi no es excesiva. Sin embargo, al comparar la gráfica  $C_d - Re_{D1}$  experimental con la teórica, las curvas no se parecen en nada, salvo que las dos se encuentran en las cercanías de  $C_d = 1$  y nunca superan este valor.

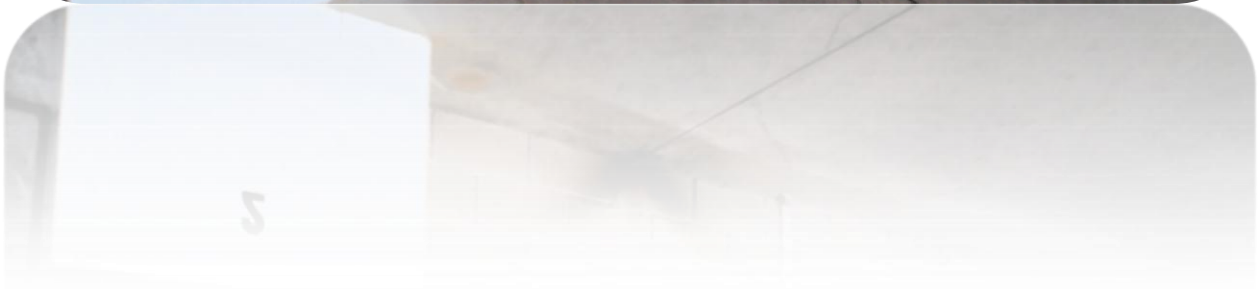
De la segunda gráfica  $K - Re_{D1}$ , pese a que  $K$  es inversamente proporcional al cuadrado de la velocidad (ecuación 8), el peso del incremento de presión  $\Delta P_3$  es mayor, con lo que se explica que al aumentar el caudal aumenta el valor de  $K$  y no disminuye, como se podría suponer. Por otra parte, si se eliminasen el primer y el último dato de la tabla, el valor de  $K$  tendería a ser más o menos constante en torno al valor 0,8.

Por último, en la última gráfica (Pot-Q) se observa que al aumentar el caudal las pérdidas también aumentan, puesto que dependen de la velocidad, y por tanto también aumenta la potencia de pérdidas.



# PRÁCTICA 4

## Pérdidas primarias en tuberías



## OBJETIVOS

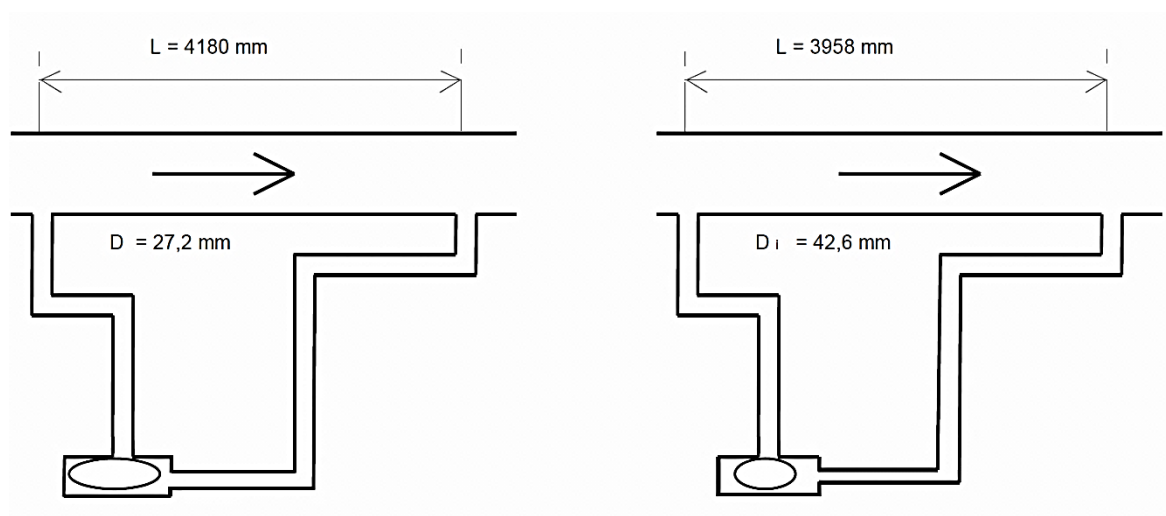
- Determinar hidráulicamente la rugosidad absoluta “ $\varepsilon$ ” de tuberías de PVC. Lo haremos con dos tuberías.
 

a) PN 16 DN = 25 mm	$D_{\text{exterior}} = 32 \text{ mm}$	$D_{\text{interior}} = 27,2 \text{ mm}$
b) PN 16 DN = 40 mm	$D_{\text{exterior}} = 50 \text{ mm}$	$D_{\text{interior}} = 42,6 \text{ mm}$
- Comprobar experimentalmente la adecuación del **diagrama de Moody** a nuestro experimento.

## FUNDAMENTO TEÓRICO

### Dimensiones y montaje

Se van a utilizar dos tramos rectos de tubería horizontales con tomas piezométricas donde se conecta el manómetro diferencial.



### Cálculo de la rugosidad absoluta $\varepsilon$

Aplicamos Bernoulli entre las dos secciones con tomas piezométricas:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_f \quad (1)$$

Como las tuberías son horizontales  $z_1 = z_2$  y como el diámetro de las mismas es constante  $V_1 = V_2$



Por lo tanto:  $\frac{\Delta P}{\rho g} = h_f$

Expresando la altura de pérdidas mediante la ecuación de **Darcy-Weissbach**:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2)$$

Despejando f:

$$f = \frac{h_f \cdot D \cdot 2g}{L \cdot V^2} = \frac{\Delta P \cdot D \cdot 2g}{\rho \cdot g \cdot L \cdot V^2} \quad (2')$$

Como sabemos que  $Q = V \cdot A$ :

$$f = \frac{\Delta P \cdot D \cdot 2}{\rho \cdot L \cdot \frac{Q^2}{A^2}} = \frac{\Delta P \cdot D \cdot 2 \cdot \pi^2 \cdot D^4}{16 \cdot \rho \cdot L \cdot Q^2} \quad (2'')$$

Y entonces f queda, en función de la variación de presión y del caudal:

$$f = \frac{\Delta P \cdot D^5 \cdot \pi^2}{8 \cdot \rho \cdot L \cdot Q^2} \quad (3)$$

Por otra parte, la expresión del n° de Reynolds es:  $Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$  (4)

Una vez que conocemos tanto el número de Reynolds como el coeficiente de fricción, podemos hallar la rugosidad absoluta utilizando la fórmula de Colebrook:

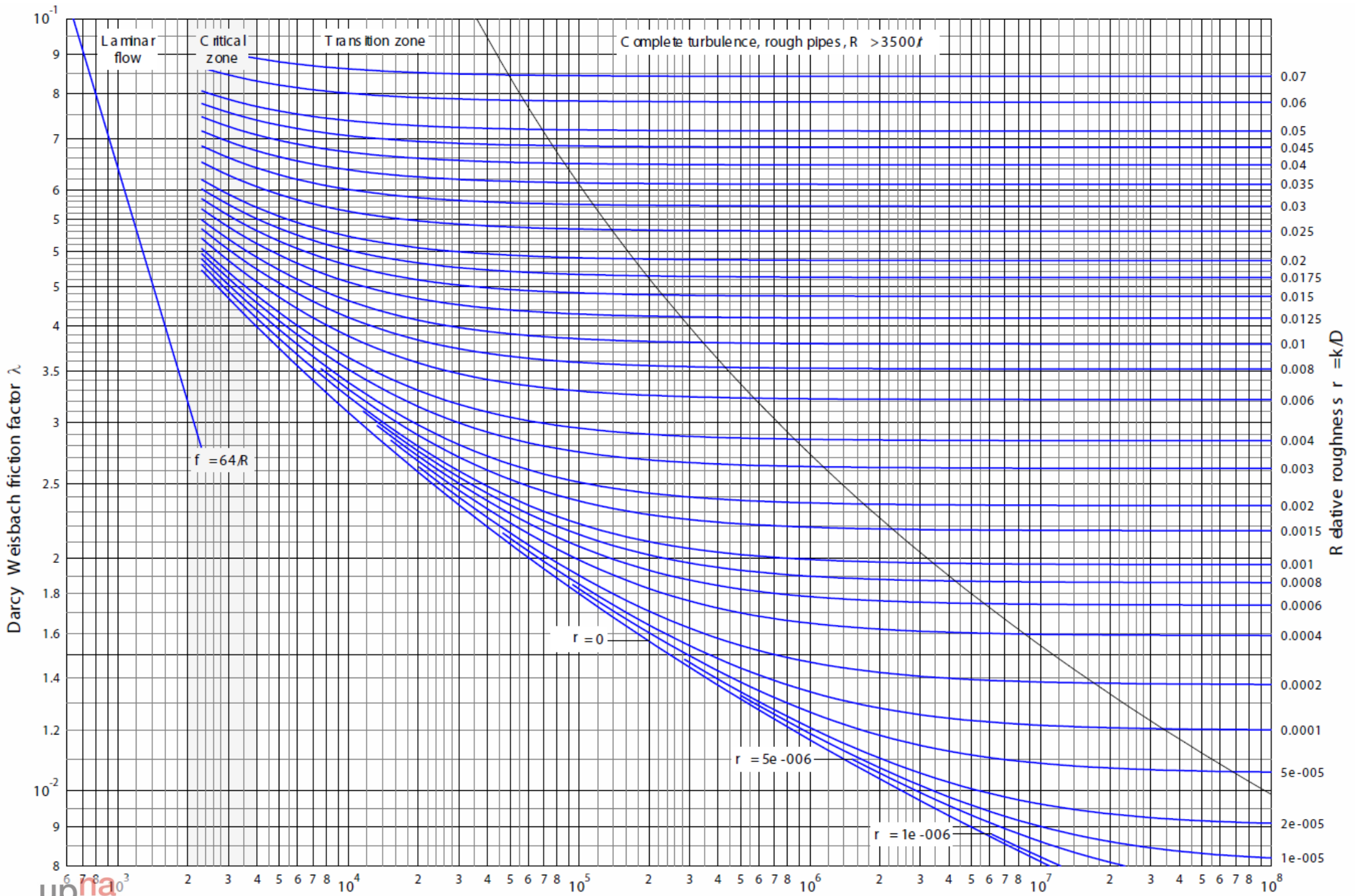
$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f}} \right); \quad \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f}} = 10^{-1/(2 \cdot \sqrt{f})} \quad (5)$$

$$\varepsilon = 3,7 \cdot D \cdot \left( 10^{-1/(2 \cdot \sqrt{f})} - \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (6)$$

Sirva como referencia un valor orientativo de la rugosidad del PVC:  $\varepsilon = 0,007$  mm



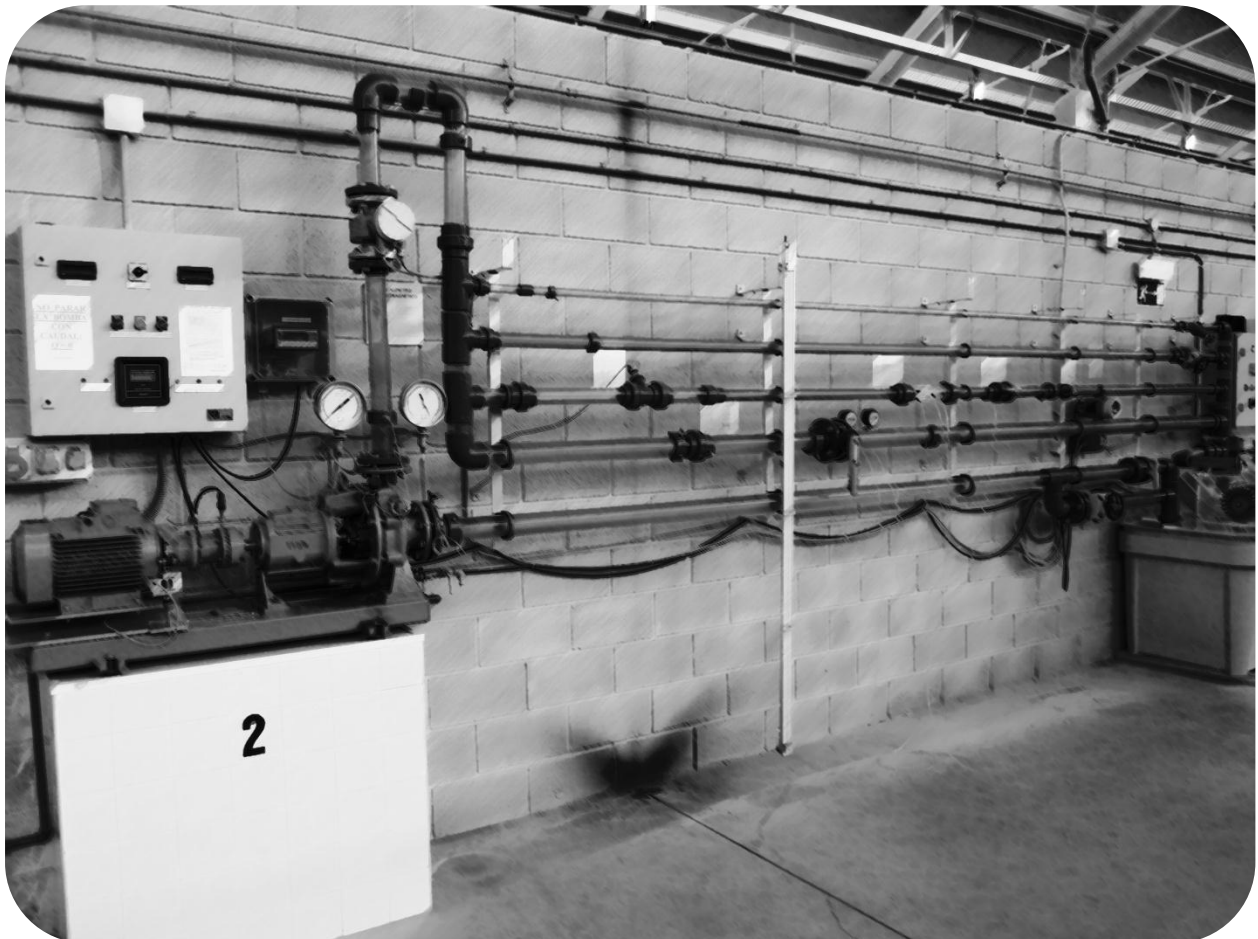




# PRÁCTICA 4

(Guión para el profesor)

## Pérdidas primarias en tuberías



## OBJETIVOS

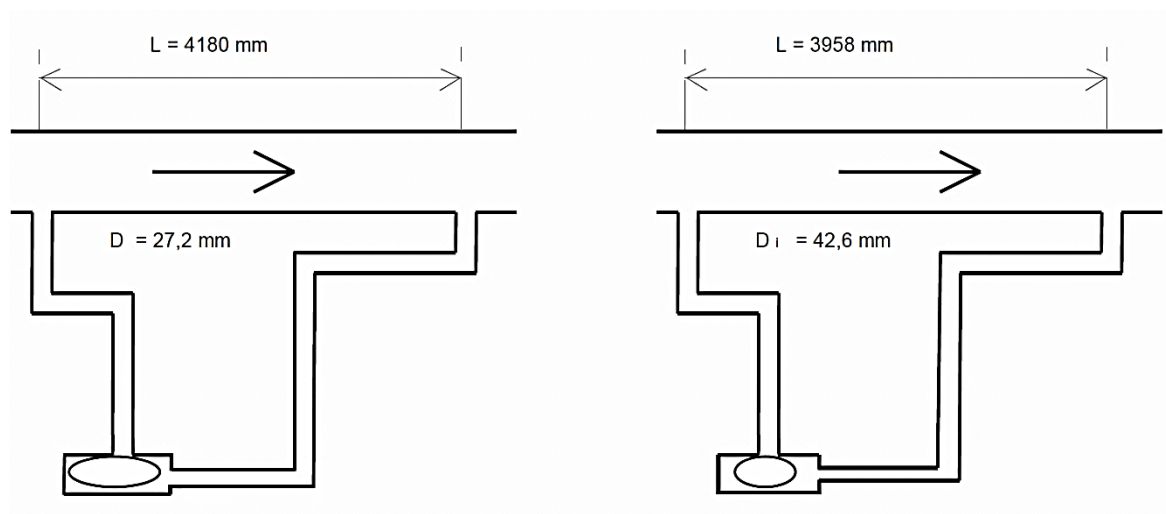
- Determinar hidráulicamente la rugosidad absoluta “ $\varepsilon$ ” de tuberías de PVC. Lo haremos con dos tuberías.
 

c) PN 16 DN = 25 mm	$D_{\text{exterior}} = 32 \text{ mm}$	$D_{\text{interior}} = 27,2 \text{ mm}$
d) PN 16 DN = 40 mm	$D_{\text{exterior}} = 50 \text{ mm}$	$D_{\text{interior}} = 42,6 \text{ mm}$
- Comprobar experimentalmente la adecuación del **diagrama de Moody** a nuestro experimento.

## FUNDAMENTO TEÓRICO

### Dimensiones y montaje

Se van a utilizar dos tramos rectos de tubería horizontales con tomas piezométricas donde se conecta el manómetro diferencial.



### Cálculo de la rugosidad absoluta $\varepsilon$

Aplicamos Bernoulli entre las dos secciones con tomas piezométricas:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + h_f \quad (1)$$

Como las tuberías son horizontales  $z_1 = z_2$  y como el diámetro de las mismas es constante  $V_1 = V_2$





Por lo tanto:  $\frac{\Delta P}{\rho g} = h_f$

Expresando la altura de pérdidas mediante la ecuación de **Darcy-Weissbach**:

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (2)$$

Despejando f:

$$f = \frac{h_f \cdot D \cdot 2g}{L \cdot V^2} = \frac{\Delta P \cdot D \cdot 2g}{\rho \cdot g \cdot L \cdot V^2} \quad (2')$$

Como sabemos que  $Q = V \cdot A$ :

$$f = \frac{\Delta P \cdot D \cdot 2}{\rho \cdot L \cdot \frac{Q^2}{A^2}} = \frac{\Delta P \cdot D \cdot 2 \cdot \pi^2 \cdot D^4}{16 \cdot \rho \cdot L \cdot Q^2} \quad (2'')$$

Y entonces f queda, en función de la variación de presión y del caudal:

$$f = \frac{\Delta P \cdot D^5 \cdot \pi^2}{8 \cdot \rho \cdot L \cdot Q^2} \quad (3)$$

Por otra parte, la expresión del nº de Reynolds es:  $Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$  (4)

Una vez que conocemos tanto el número de Reynolds como el coeficiente de fricción, podemos hallar la rugosidad absoluta utilizando la fórmula de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f}} \right); \quad \frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f}} = 10^{-1/(2 \cdot \sqrt{f})} \quad (5)$$

$$\varepsilon = 3,7 \cdot D \cdot \left( 10^{-1/(2 \cdot \sqrt{f})} - \frac{2,51}{Re_D \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (6)$$

Sirva como referencia un valor orientativo de la rugosidad del PVC:  $\varepsilon = 0,007$  mm



## TRABAJO A REALIZAR

Se deben medir los pares de valores ( $\Delta P$ ,  $Q$ ) para distintos caudales, de modo que desde los caudales más pequeños hasta el máximo vayamos barriendo todos los posibles caudales espaciados regularmente. Aproximadamente, se tomarán medidas cada 0,03 bar de presión.

No será posible hacer medidas en régimen laminar dado que la altura de pérdidas es tan pequeña que da un valor de  $\Delta P \approx 0,001$ , lo que no es posible medir con el manómetro instalado, y además las oscilaciones de presión producidas por la bomba son mayores. Por tanto, todas las medidas que hagamos corresponderán a régimen turbulento.

Con los valores de  $\Delta P$  y  $Q$  calcularemos la velocidad, el número de Reynolds, el coeficiente de fricción  $f$  y la rugosidad absoluta  $\varepsilon$ , a partir de las ecuaciones anteriores.

Hay que tener especial cuidado con las unidades, ya que  $\Delta P$  y  $Q$  se anotarán en bar y  $m^3/h$  respectivamente, pero para el cálculo de  $V$ ,  $Re$ ,  $f$  y  $\varepsilon$  habrá que utilizar unidades del S.I.

Una vez tengamos los valores de  $Re$  y  $f$ , se dibujará la correspondiente nube de puntos en un diagrama de Moody (una para cada tubería), que se ajustará a una de las curvas del diagrama. A esta curva corresponde una rugosidad relativa  $\varepsilon / D$  (sin unidades) de la que deducimos la rugosidad absoluta  $\varepsilon$  (con unidades).

## TABLAS DE RESULTADOS

Datos:

- Densidad del agua a 20°C:  $\rho \approx 1000 \text{ Kg/m}^3$
- Viscosidad cinemática del agua a 20°C:  $\nu = 1,007 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Tubería de  $D_{\text{interior}} = 27,2 \text{ mm}$

$\Delta P$ (Pa)	$Q$ ( $m^3/h$ )	$V$ (m/s)	$Re$	$f$	$\varepsilon$ (mm)
$3,2 \cdot 10^4$	0,00281	4,836	131539	0,0178	0,00360
$2,7 \cdot 10^4$	0,00257	4,423	120305	0,0180	0,00323
$2,3 \cdot 10^4$	0,00237	4,078	110921	0,0180	0,00191
$2,0 \cdot 10^4$	0,00217	3,734	101565	0,0187	0,00402
$1,7 \cdot 10^4$	0,00198	3,407	92670	0,0191	0,00454
$1,5 \cdot 10^4$	0,00178	3,063	83314	0,0208	0,01332
$1,1 \cdot 10^4$	0,00157	2,702	73494	0,0196	0,00245
$9 \cdot 10^3$	0,00135	2,323	63186	0,0216	0,01267
$7 \cdot 10^3$	0,00112	1,927	52414	0,0245	0,03354
$5 \cdot 10^3$	0,00087	1,497	40718	0,0290	0,08016
$2 \cdot 10^3$	0,00056	0,964	26221	0,0280	0,04587

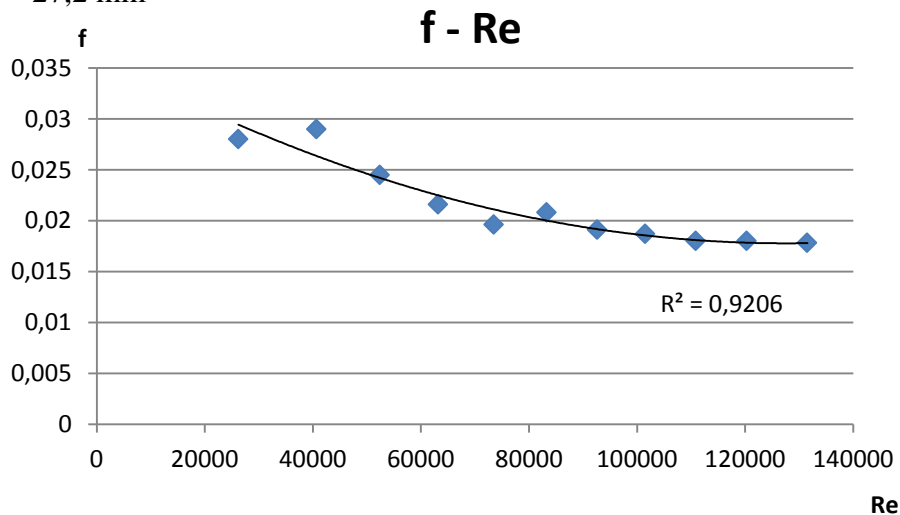


Tubería de  $D_{interior} = 42,6 \text{ mm}$

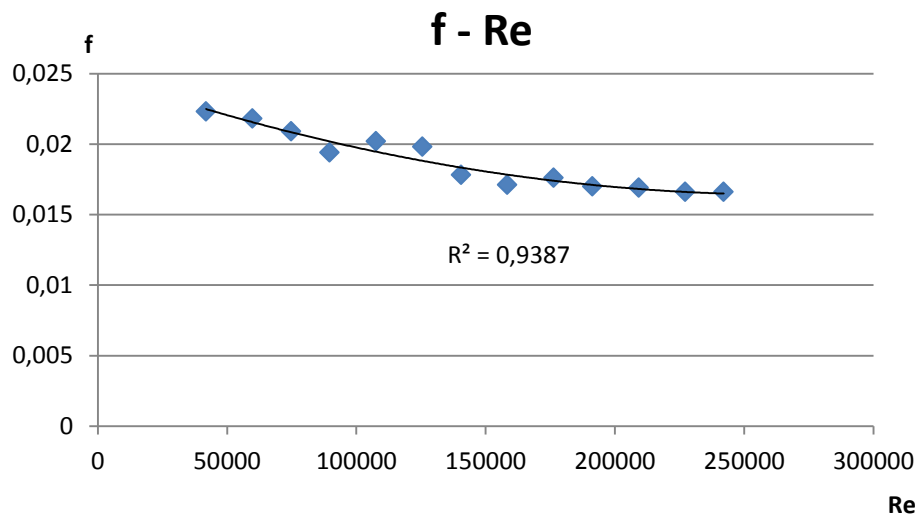
$\Delta P$ (Pa)	Q (m <sup>3</sup> /h)	V (m/s)	Re	f	$\epsilon$ (mm)
$2,5 \cdot 10^4$	0,0081	5,683	242096	0,0166	0,0080
$2,2 \cdot 10^4$	0,0076	5,332	227143	0,0166	0,0072
$1,9 \cdot 10^4$	0,0070	4,911	209208	0,0169	0,0079
$1,6 \cdot 10^4$	0,0064	4,490	191274	0,0170	0,0072
$1,4 \cdot 10^4$	0,0059	4,139	176321	0,0176	0,0099
$1,1 \cdot 10^4$	0,0053	3,718	158387	0,0171	0,0045
$9,0 \cdot 10^3$	0,0047	3,297	140452	0,0178	0,0071
$8,0 \cdot 10^3$	0,0042	2,946	125499	0,0198	0,0217
$6,0 \cdot 10^3$	0,0036	2,526	107607	0,0202	0,0219
$4,0 \cdot 10^3$	0,0030	2,105	89673	0,0194	0,0088
$3,0 \cdot 10^3$	0,0025	1,754	74720	0,0209	0,0182
$2,0 \cdot 10^3$	0,0020	1,403	59767	0,0218	0,0199
$1,0 \cdot 10^3$	0,0014	0,982	41833	0,0223	0,0074

De las tablas anteriores se obtienen las siguientes curvas:

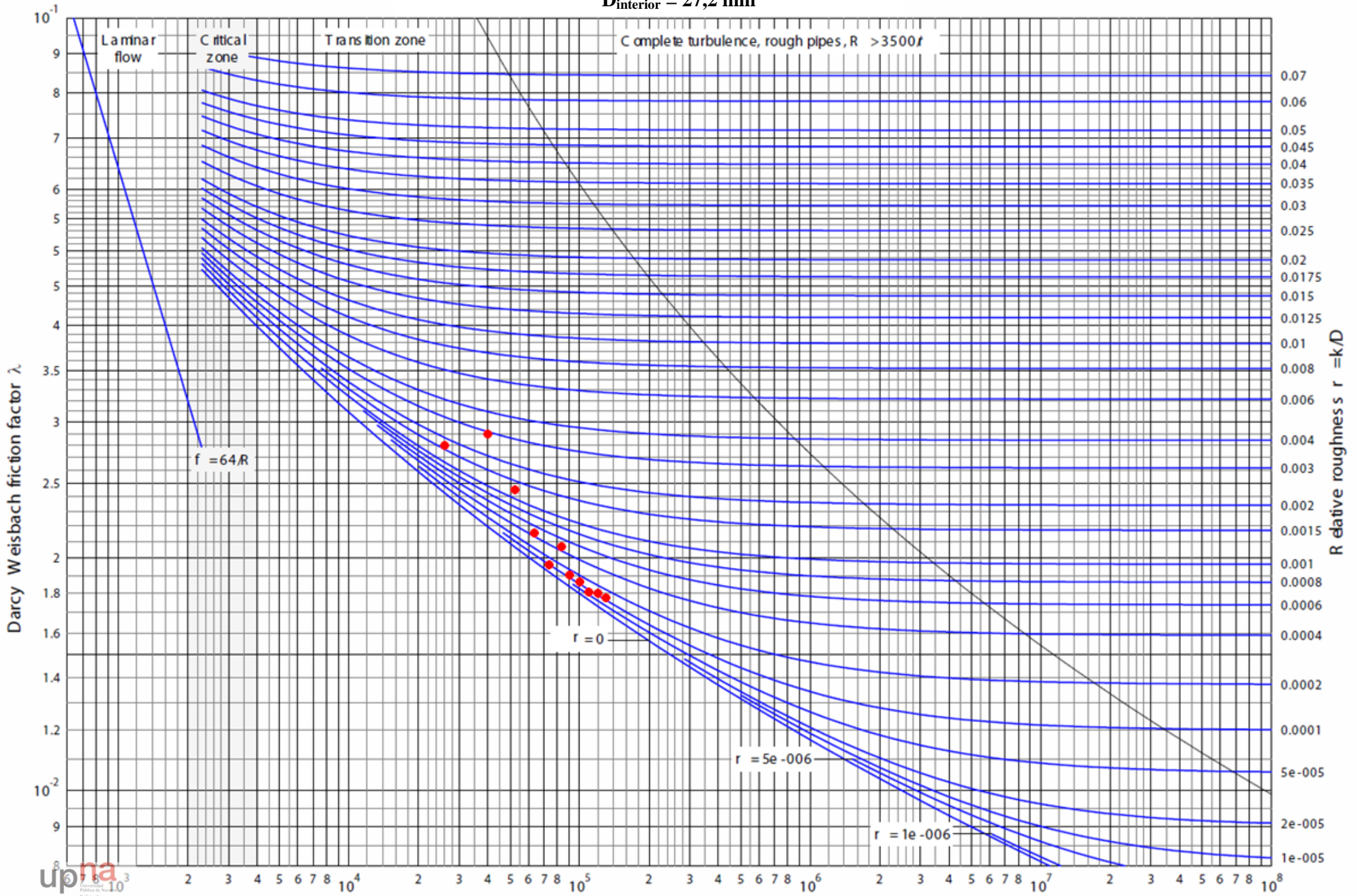
-  $D_{interior} = 27,2 \text{ mm}$



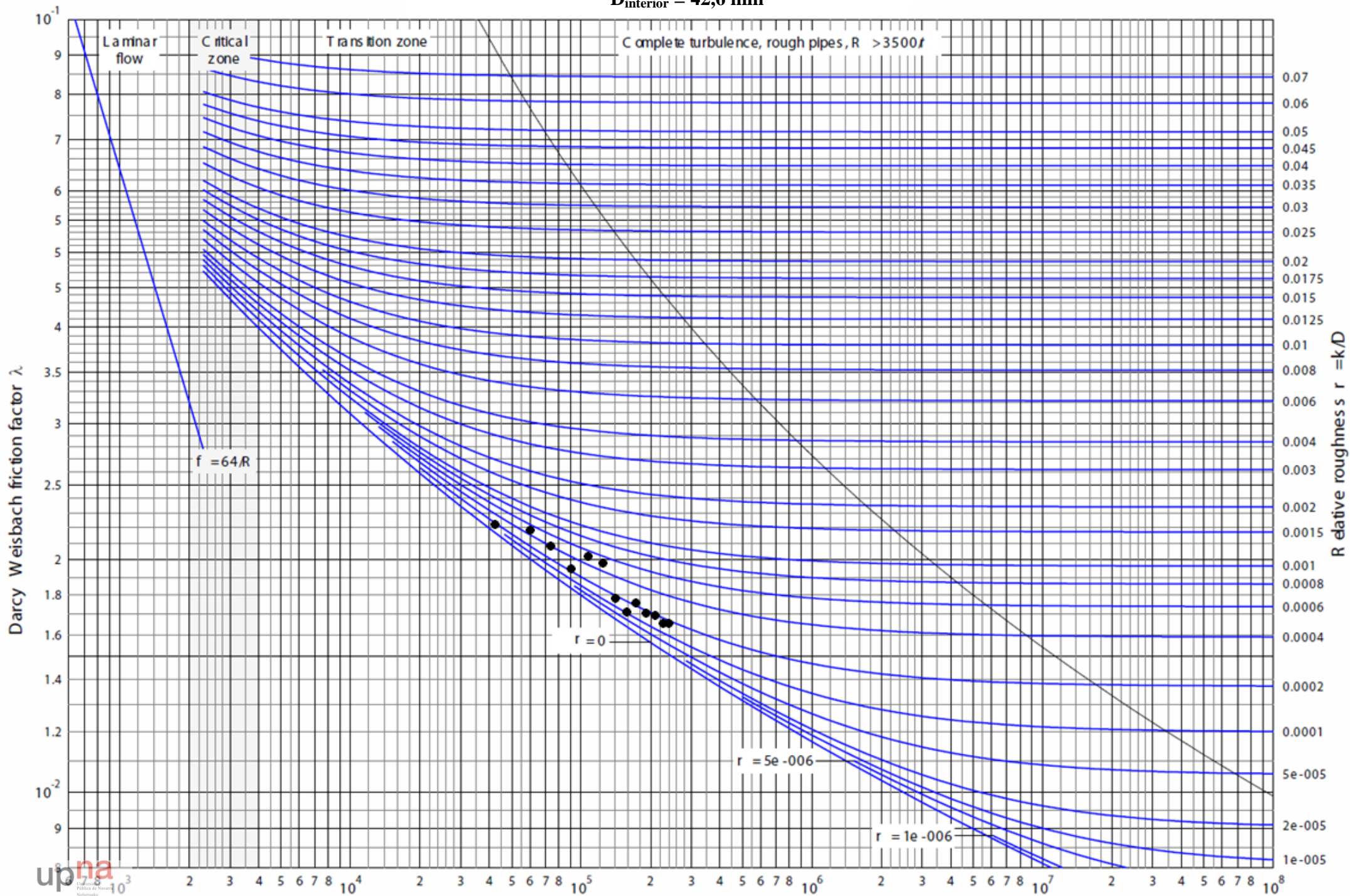
-  $D_{interior} = 42,6 \text{ mm}$



$D_{\text{interior}} = 27,2 \text{ mm}$



$D_{\text{interior}} = 42,6 \text{ mm}$





## Conclusiones

Del diagrama de Moody para la tubería de 27,2 mm se observa que los datos se ajustan, aproximadamente, a la curva correspondiente al valor 0,00013 de  $\varepsilon/D$ , con lo que obtendríamos una rugosidad para esta tubería de 0,00354mm.

Para la tubería de 42,6 mm los puntos se ajustan a una curva cercana al valor 0,0002, por lo que tomamos un valor aproximado de  $\varepsilon/D=0,00018$ . Con estos datos obtenemos una rugosidad de 0,00767 mm.

Estos valores de la rugosidad, especialmente el obtenido para la tubería de 42,6 mm de diámetro, se acercan al valor de la rugosidad de una tubería de PVC ( $\varepsilon = 0,007$  mm) proporcionado por el libro “Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas” de José Agüera Soriano.



## PRÁCTICA 5

---

### Pérdida de carga en una válvula de mariposa





## OBJETIVOS

Medida del coeficiente "K" de pérdidas secundarias en una válvula de mariposa.

## DIMENSIONES Y PREPARACIÓN DE LA PRÁCTICA



Datos:

$$D_{\text{ext}} = 75 \text{ mm}$$

$$D_{\text{int}} = D = 67,8 \text{ mm}$$

$$\varepsilon/D = 0,007/67,8 = 1,03245 \cdot 10^{-4}$$

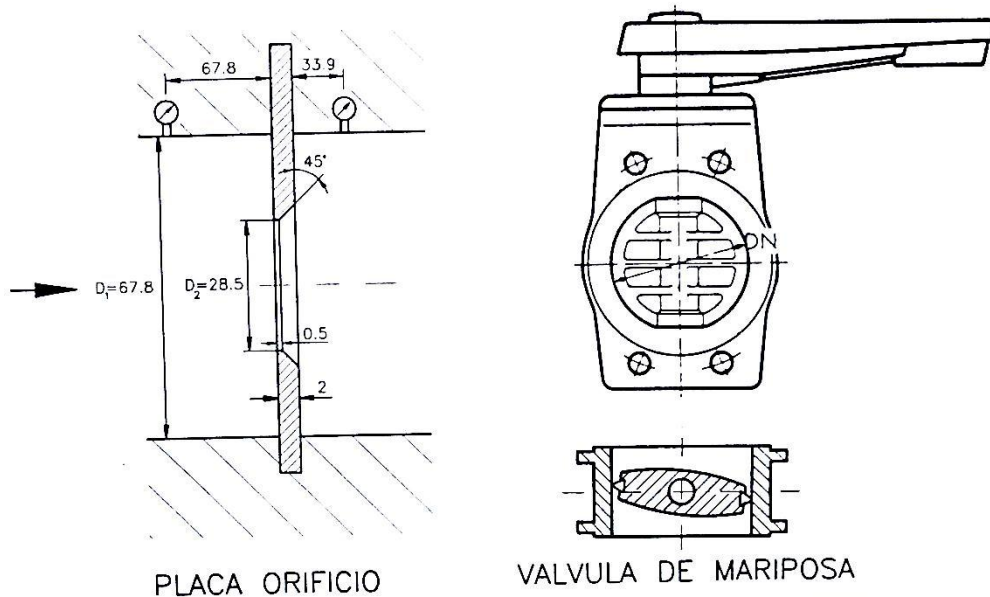
Se ha de tener especial cuidado en que los tubos de conexión del manómetro estén completamente llenos de agua.

## FUNDAMENTOS TEÓRICOS

### Descripción de una válvula de mariposa

La válvula de mariposa consta de un disco montado sobre un eje que, al cerrarse, se apoya en un anillo circular cerca de la superficie del conducto, sellando el mismo. Un simple giro de 90° abre por completo la válvula, por lo que este diseño es perfecto para válvulas de control de cierre y apertura rápidos, como ocurre en sistemas de protección antiincendios y en la industria de la energía eléctrica. Sin embargo, se necesita aplicar momentos importantes para cerrar las válvulas, y las pérdidas son muy elevadas cuando la válvula está casi cerrada. Cuando la válvula está totalmente abierta, la corriente circula de forma aerodinámica alrededor del disco, y aunque la pérdida de carga es ligeramente superior a las válvulas esféricas o de compuerta, ya que éstas tienen la sección totalmente libre de obstáculos, es claramente inferior a la válvula globo.

Las válvulas de mariposa pueden estar preparadas para admitir cualquier tipo de fluido gas, líquido y hasta sólidos. A diferencia de las válvulas de compuerta, globo o bola, no hay cavidades donde puedan acumularse sólidos, impidiendo la maniobrabilidad de la válvula.



PLACA ORIFICIO

VALVULA DE MARIPOSA

TUBERIA DE PVC Glass PN 10

DN=65 mm  $D_{\text{exterior}}=75$  mm  $D_{\text{interior}}=67.8$  mm

## Pérdidas de carga

En cualquier sistema de tuberías, además de la pérdida de carga por fricción a lo largo de aquellas, existen pérdidas menores o localizadas debidas a:

- Entrada o salida de tuberías
- Ensanchamiento o contracción brusca o graduales
- Curvas, codos, “tes” y otros accesorios
- Válvulas

Estos elementos producen perturbaciones en la corriente, que originan remolinos y desprendimientos que intensifican las pérdidas. La energía se pierde bajo estas condiciones debido a fenómenos físicos bastante complejos. La predicción teórica de la magnitud de estas pérdidas también es compleja, y por tanto, normalmente se usan datos experimentales. Además estos datos, especialmente en válvulas, dependen del diseño de cada fabricante.

Aunque existen dos métodos para calcular las pérdidas secundarias, el del coeficiente de pérdida y el de la longitud equivalente, para esta práctica se va a utilizar el primero.

A continuación se va a deducir la expresión del coeficiente K.





Partimos de la ecuación de la energía entre 1 y 2 y de la ecuación de continuidad:

- Ecuación de la energía entre 1 y 2:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + H_{r_{12}} + H_s \quad (1)$$

- Ecuación de continuidad:

$$V_1 \cdot D_1^2 = V_2 \cdot D_2^2 \quad (2)$$

Como la sección de la tubería permanece constante,  $D_1=D_2$  y entonces:

$$V_1 = V_2$$

Podemos simplificar entonces la ecuación (1) y nos queda:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + H_{r_{12}} + H_s \quad (3)$$

Como estamos analizando la válvula de mariposa únicamente, las pérdidas primarias  $H_{r_{12}}$  pueden despreciarse.

Por otra parte  $H_s$  es la pérdida secundaria de carga, que viene definida por:

$$H_s = K \frac{V^2}{2g}$$

y la ecuación (3) queda:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + K \frac{V^2}{2g}$$

Además la diferencia de alturas es nula ya que el tramo es horizontal.

Por lo tanto:

$$\frac{\Delta P_{12}}{\rho g} = K \frac{V^2}{2g}$$

Despejando el coeficiente  $K$ :

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P_{12}}{\rho \cdot V^2}$$

donde:

$\rho$  es la densidad del agua, que a 20°C tiene un valor de:  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

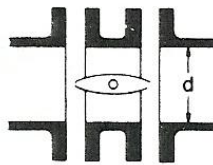
## TABLA DE DATOS

Apertura (grados)	Serie 1 (cerrando)		Serie 2 (abriendo)		Serie 3 (cerrando)		Serie 4 (abriendo)	
	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)
0								
10								
20								
30								
40								
50								
60								
70								
80								
90								

## TRABAJO A REALIZAR

- Rellenar las tablas de medidas obtenidas.
- Realizar el diagrama  $K - Q$  en una hoja Excel.
- Comentarios e interpretación de los resultados. Compárese la  $K$  obtenida para  $Q_{\text{máx}}$  con la que se obtiene con la siguiente fórmula, para una  $f_t$  estándar de 0,02:

### VÁLVULAS DE MARIPOSA



Diámetro 50 mm (2") a 200 mm (8") . . . . .  $K = 45 f_T$

Diámetro 250 mm (10") a 350 mm (14") . . .  $K = 35 f_T$

Diámetro 400 mm (16") a 600 mm (24") . . .  $K = 25 f_T$



### Medidas obtenidas abriendo la válvula

$Q_m$  (m<sup>3</sup>/s): media de los caudales de la tabla de datos

$\Delta P_{12}$  (bar): media de las variaciones de presiones de la tabla de datos

Apertura (grados)	$Q_m$ (m <sup>3</sup> /s)	$\Delta P_{12}$ (bar)	V (m/s)	K
0				
10				
20				
30				
40				
50				
60				
70				
80				
90				

### Medidas obtenidas cerrando la válvula

Apertura (grados)	$Q_m$ (m <sup>3</sup> /s)	$\Delta P_{12}$ (bar)	V (m/s)	K
0				
10				
20				
30				
40				
50				
60				
70				
80				
90				

# PRÁCTICA 5

(Guión para el profesor)

## Pérdida de carga en una válvula de mariposa



## OBJETIVOS

Medida del coeficiente "K" de pérdidas secundarias en una válvula de mariposa.

## DIMENSIONES Y PREPARACIÓN DE LA PRÁCTICA



Datos:

$$D_{\text{ext}} = 75 \text{ mm}$$

$$D_{\text{int}} = D = 67,8 \text{ mm}$$

$$\varepsilon/D = 0,007/67,8 = 1,03245 \cdot 10^{-4}$$

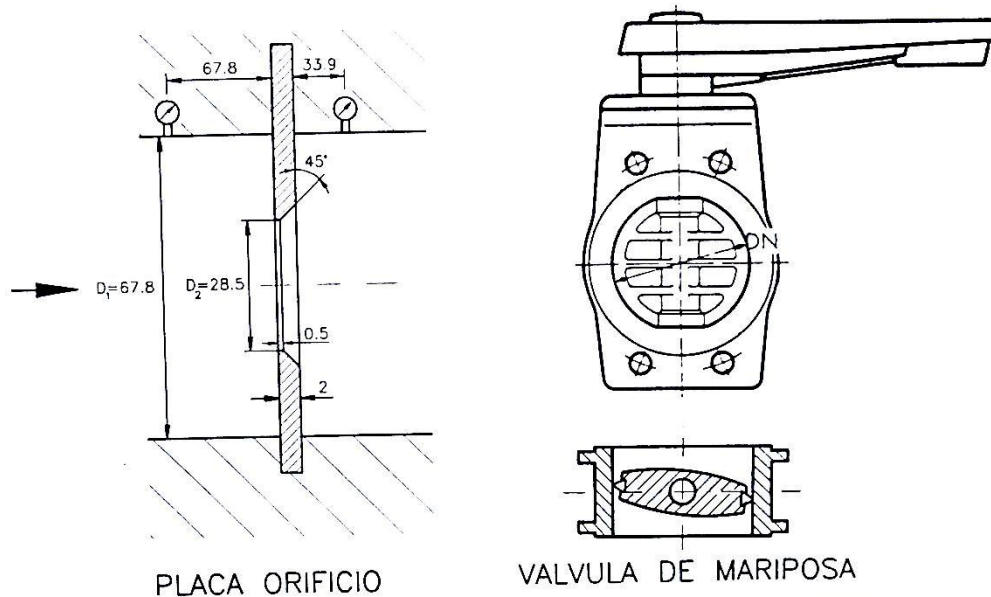
Se ha de tener especial cuidado en que los tubos de conexión del manómetro estén completamente llenos de agua.

## FUNDAMENTOS TEÓRICOS

### Descripción de una válvula de mariposa

La válvula de mariposa consta de un disco montado sobre un eje que, al cerrarse, se apoya en un anillo circular cerca de la superficie del conducto, sellando el mismo. Un simple giro de 90° abre por completo la válvula, por lo que este diseño es perfecto para válvulas de control de cierre y apertura rápidos, como ocurre en sistemas de protección antiincendios y en la industria de la energía eléctrica. Sin embargo, se necesita aplicar momentos importantes para cerrar las válvulas, y las pérdidas son muy elevadas cuando la válvula está casi cerrada. Cuando la válvula está totalmente abierta, la corriente circula de forma aerodinámica alrededor del disco, y aunque la pérdida de carga es ligeramente superior a las válvulas esféricas o de compuerta, ya que éstas tienen la sección totalmente libre de obstáculos, es claramente inferior a la válvula globo.

Las válvulas de mariposa pueden estar preparadas para admitir cualquier tipo de fluido gas, líquido y hasta sólidos. A diferencia de las válvulas de compuerta, globo o bola, no hay cavidades donde puedan acumularse sólidos, impidiendo la maniobrabilidad de la válvula.



PLACA ORIFICIO

VALVULA DE MARIPOSA

TUBERIA DE PVC Glass PN 10

DN=65 mm  $D_{\text{exterior}}=75$  mm  $D_{\text{interior}}=67.8$  mm

## Pérdidas de carga

En cualquier sistema de tuberías, además de la pérdida de carga por fricción a lo largo de aquellas, existen pérdidas menores o localizadas debidas a:

- Entrada o salida de tuberías
- Ensanchamiento o contracción brusca o graduales
- Curvas, codos, “tes” y otros accesorios
- Válvulas

Estos elementos producen perturbaciones en la corriente, que originan remolinos y desprendimientos que intensifican las pérdidas. La energía se pierde bajo estas condiciones debido a fenómenos físicos bastante complejos. La predicción teórica de la magnitud de estas pérdidas también es compleja, y por tanto, normalmente se usan datos experimentales. Además estos datos, especialmente en válvulas, dependen del diseño de cada fabricante.

Aunque existen dos métodos para calcular las pérdidas secundarias, el del coeficiente de pérdida y el de la longitud equivalente, para esta práctica se va a utilizar el primero.



A continuación se va a deducir la expresión del coeficiente K.





Partimos de la ecuación de la energía entre 1 y 2 y de la ecuación de continuidad:

- Ecuación de la energía entre 1 y 2:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + H_{r_{12}} + H_s \quad (1)$$

- Ecuación de continuidad:

$$V_1 \cdot D_1^2 = V_2 \cdot D_2^2 \quad (2)$$

Como la sección de la tubería permanece constante,  $D_1=D_2$  y entonces:

$$V_1 = V_2$$

Podemos simplificar entonces la ecuación (1) y nos queda:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + H_{r_{12}} + H_s \quad (3)$$

Como estamos analizando la válvula de mariposa únicamente, las pérdidas primarias  $H_{r_{12}}$  pueden despreciarse.

Por otra parte  $H_s$  es la pérdida secundaria de carga, que viene definida por:

$$H_s = K \frac{V^2}{2g}$$

y la ecuación (3) queda:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + K \frac{V^2}{2g}$$

Además la diferencia de alturas es nula ya que el tramo es horizontal.

Por lo tanto:

$$\frac{\Delta P_{12}}{\rho g} = K \frac{V^2}{2g}$$

Despejando el coeficiente  $K$ :

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P_{12}}{\rho \cdot V^2}$$

donde:

$\rho$  es la densidad del agua, que a 20°C tiene un valor de:  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$



## TABLA DE DATOS

Apertura (grados)	Serie 1 (cerrando)		Serie 2 (abriendo)		Serie 3 (cerrando)		Serie 4 (abriendo)	
	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)
0	0,0	2,215	0,0	2,22	0,0	2,22	0,0	2,21
10	0,4	2,205	0,3	2,22	0,3	2,21	0,3	2,21
20	2,6	2,18	1,2	2,18	2,5	2,18	1,0	2,18
30	14,0	2,125	12,2	2,145	14,1	2,125	12,3	2,145
40	28,8	1,845	26,5	1,905	29,1	1,84	26,8	1,90
50	41,5	1,44	41,2	1,435	41,5	1,42	41,4	1,425
60	56,2	0,685	54,6	0,775	56,3	0,675	54,7	0,775
70	61,8	0,28	61,6	0,325	61,9	0,30	61,7	0,325
80	64,1	0,14	63,9	0,15	64,1	0,15	64,1	0,15
90	64,5	0,12	64,4	0,12	64,5	0,12	64,5	0,12

## TRABAJO A REALIZAR

- Rellenar las tablas de medidas obtenidas.
- Realizar el diagrama K – Q en una hoja Excel.
- Comentarios e interpretación de los resultados.
- 

### Medidas obtenidas abriendo la válvula

$Q_m$  (m<sup>3</sup>/s): media de los caudales de la tabla de datos.

$\Delta P_{12}$  (bar): media de las variaciones de presiones de la tabla de datos.

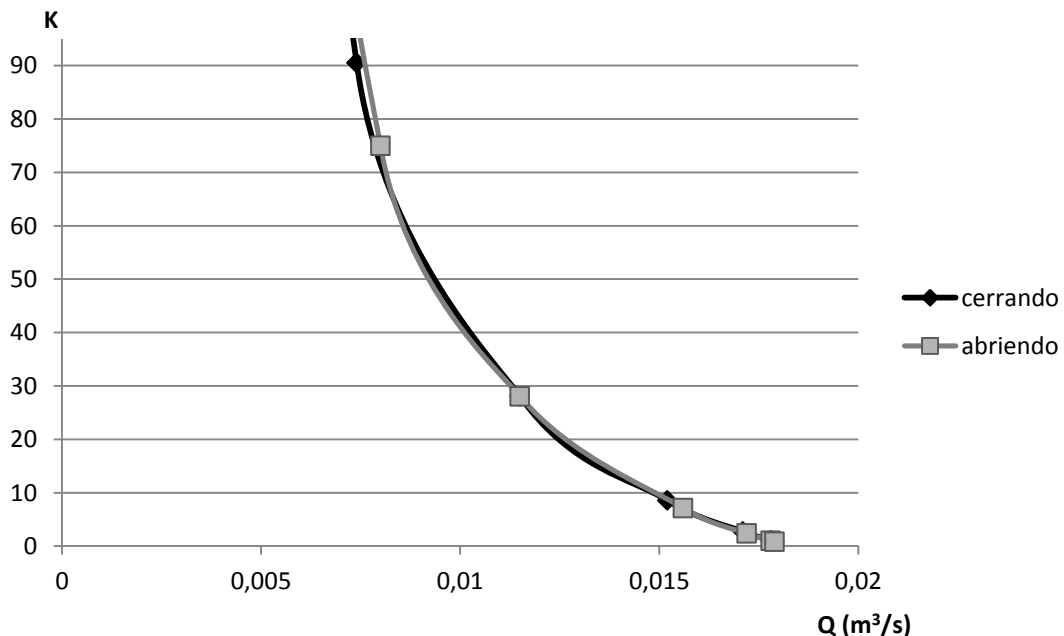
Apertura (grados)	$Q_m$ (m <sup>3</sup> /s)	$\Delta P_{12}$ (bar)	V (m/s)	K
0	0,000	2,217	0,000	
10	0,0001	2,207	0,028	563010
20	0,0007	2,180	0,194	11584
30	0,0039	2,125	1,080	364,37
40	0,0080	1,842	2,216	75,021
50	0,0115	1,430	3,185	28,193
60	0,0156	0,680	4,321	7,284
70	0,0172	0,290	4,764	2,555
80	0,0178	0,145	4,930	1,193
90	0,0179	0,120	4,958	0,976



## Medidas obtenidas cerrando la válvula

Apertura (grados)	$Q_m$ ( $m^3/s$ )	$\Delta P_{12}$ (bar)	V (m/s)	K
0	0,000	2,215	0,000	
10	0,00008	2,215	0,022	915289
20	0,0003	2,180	0,083	63289
30	0,0034	2,145	0,942	483,45
40	0,0074	1,902	2,050	90,518
50	0,0115	1,430	3,185	28,193
60	0,0152	0,775	4,210	8,745
70	0,0171	0,325	4,736	2,898
80	0,0178	0,150	4,930	1,234
90	0,0179	0,120	4,958	0,976

## Diagrama K – Q

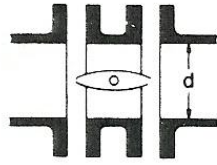


## Conclusiones

Como se puede ver, en una válvula de mariposa, conforme disminuimos el caudal al ir cerrando la válvula, van aumentando las pérdidas localizadas. Estas pérdidas como se observa en el diagrama K – Q aumentan de manera exponencial, siendo infinito su valor cuando la llave se cierra completamente. Como se observa en las tablas, las pérdidas secundarias tanto en la apertura como en el cierre de la válvula coinciden en el rango entre 40° y 90° de apertura, mientras que en el rango entre 0° y 40° las pérdidas secundarias son mayores durante el cierre que cuando se abre la llave.

Por otra parte, se ha aplicado la fórmula que aparece en la página 3 de la tabla A – 24 del libro “Flujo de Fluidos en válvulas, accesorios y tuberías” de Crane.

## VÁLVULAS DE MARIPOSA



Diámetro 50 mm (2") a 200 mm (8") . . . . .  $K = 45 f_T$

Diámetro 250 mm (10") a 350 mm (14") . . .  $K = 35 f_T$

Diámetro 400 mm (16") a 600 mm (24") . . .  $K = 25 f_T$

Como tenemos un diámetro de 67,8 mm, para un valor estándar de  $f_T = 0,02$ , se obtiene una  $K = 45 \cdot 0,02 = 0,9 \approx 0,976$ , que es el valor obtenido experimentalmente para  $Q_{\text{máx}}$ .



## PRÁCTICA 6

---

### Pérdida de carga en una válvula de diafragma



## OBJETIVOS

Medida del coeficiente "K" de pérdidas secundarias en una válvula de diafragma.

## DIMENSIONES Y PREPARACIÓN DE LA PRÁCTICA

Datos:

$$D_{\text{ext}} = 50 \text{ mm}$$

$$D_{\text{int}} = D = 42,6 \text{ mm}$$

$$\varepsilon/D = 0,007/42,6 =$$

$$= 1,6432 \cdot 10^{-4}$$



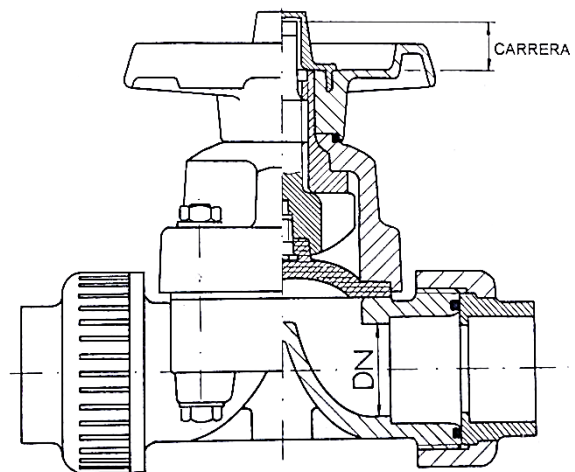
Se ha de tener especial cuidado en que los tubos de conexión del manómetro estén completamente llenos de agua.

## FUNDAMENTOS TEÓRICOS

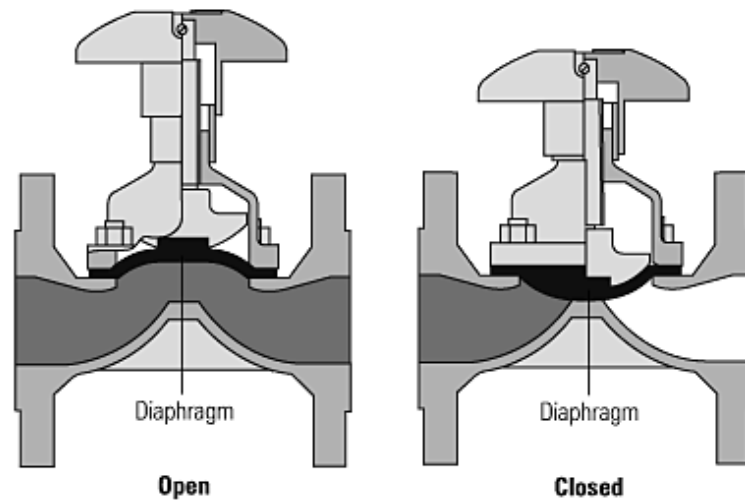
### Descripción de una válvula de diafragma

Las válvulas de diafragma se utilizan para el corte y estrangulación de líquidos que pueden llevar una gran cantidad de sólidos en suspensión.

En este tipo de válvulas se aísla el fluido de las partes del mecanismo de operación. Esto las hace idóneas en servicios corrosivos o viscosos, ya que evita cualquier contaminación hacia o del exterior. La estanqueidad se consigue mediante una membrana flexible, generalmente de elastómero, pudiendo ser reforzada con algún metal, que se tensa por el efecto de un eje-punzón de movimiento lineal, hasta hacer contacto con el cuerpo, que hace de asiento.



VALVULA DE DIAFRAGMA



### Pérdidas de carga

En cualquier sistema de tuberías, además de la pérdida de carga por fricción a lo largo de aquellas, existen pérdidas menores o localizadas debidas a:

- Entrada o salida de tuberías
- Ensanchamiento o contracción brusca o graduales
- Curvas, codos, “tes” y otros accesorios
- Válvulas

Estos elementos producen perturbaciones en la corriente, que originan remolinos y desprendimientos que intensifican las pérdidas. La energía se pierde bajo estas condiciones debido a fenómenos físicos bastante complejos. La predicción teórica de la magnitud de estas pérdidas también es compleja, y por tanto, normalmente se usan datos experimentales. Además estos datos, especialmente en válvulas, dependen del diseño de cada fabricante.

Aunque existen dos métodos para calcular las pérdidas secundarias, el del coeficiente de pérdida y el de la longitud equivalente, para esta práctica se va a utilizar el primero.

A continuación se va a deducir la expresión del coeficiente K:

Partimos de la ecuación de la energía entre 1 y 2 y de la ecuación de continuidad:

- Ecuación de la energía entre 1 y 2:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + H_{r_{12}} + H_s \quad (1)$$

- Ecuación de continuidad:

$$V_1 \cdot D_1^2 = V_2 \cdot D_2^2 \quad (2)$$

Como la sección de la tubería permanece constante,  $D_1=D_2$  y entonces:

$$V_1 = V_2$$

Podemos simplificar entonces la ecuación (1) y nos queda:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + H_{r_{12}} + H_s \quad (3)$$

Como estamos analizando la válvula de diafragma únicamente, las pérdidas primarias  $H_{r_{12}}$  pueden despreciarse.





Por otra parte  $H_s$  es la pérdida secundaria de carga, que viene definida por:

$$H_s = K \frac{V^2}{2g}$$

y la ecuación (3) queda:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + K \frac{V^2}{2g}$$

Además la diferencia de alturas es nula ya que el tramo es horizontal.

Por lo tanto:

$$\frac{\Delta P_{12}}{\rho g} = K \frac{V^2}{2g}$$

Despejando el coeficiente K:

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P_{12}}{\rho \cdot V^2}$$

donde:

$\rho$  es la densidad del agua, que a 20°C tiene un valor de:  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

## TABLA DE DATOS

vueltas	Serie 1 (cerrando)		Serie 2 (abriendo)		Serie 3 (cerrando)		Serie 4 (abriendo)	
	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)
0								
1/4								
2/4								
3/4								
1								
5/4								
6/4								
7/4								
2								
9/4								
10/4								
11/4								
3								
13/4								
14/4								
15/4								
4								
17/4								
18/4								



## TRABAJO A REALIZAR

- Rellenar la tabla de medidas obtenidas
- Realizar el diagrama  $K - Q$  en una hoja Excel
- Realizar en un mismo diagrama las curvas  $\% Q - \% \text{ apertura}$ , de la llave de mariposa y de la llave de diafragma.
- Comentarios e interpretación de los resultados

### Medidas obtenidas

$Q_m$  ( $m^3/s$ ): media de los caudales de la tabla de datos

$\Delta P_{12}$  (bar): media de las variaciones de presiones de la tabla de datos

Vueltas	$Q_m$ ( $m^3/s$ )	$\Delta P_{12}$ (bar)	V (m/s)	K
0				
1/4				
2/4				
3/4				
1				
5/4				
6/4				
7/4				
2				
9/4				
10/4				
11/4				
3				
13/4				
14/4				
15/4				
4				
17/4				
18/4				



# PRÁCTICA 6

(Guión para el profesor)

## Pérdida de carga en una válvula de diafragma



## OBJETIVOS

Medida del coeficiente "K" de pérdidas secundarias en una válvula de diafragma.

## DIMENSIONES Y PREPARACIÓN DE LA PRÁCTICA

Datos:

$$D_{\text{ext}} = 50 \text{ mm}$$

$$D_{\text{int}} = D = 42,6 \text{ mm}$$

$$\varepsilon/D = 0,007/42,6 =$$

$$= 1,6432 \cdot 10^{-4}$$



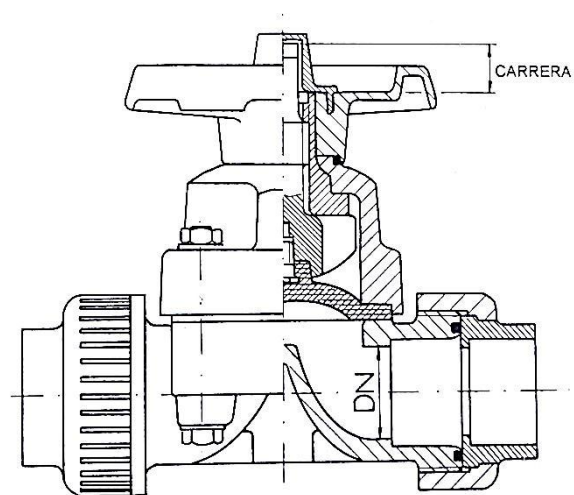
Se ha de tener especial cuidado en que los tubos de conexión del manómetro estén completamente llenos de agua.

## FUNDAMENTOS TEÓRICOS

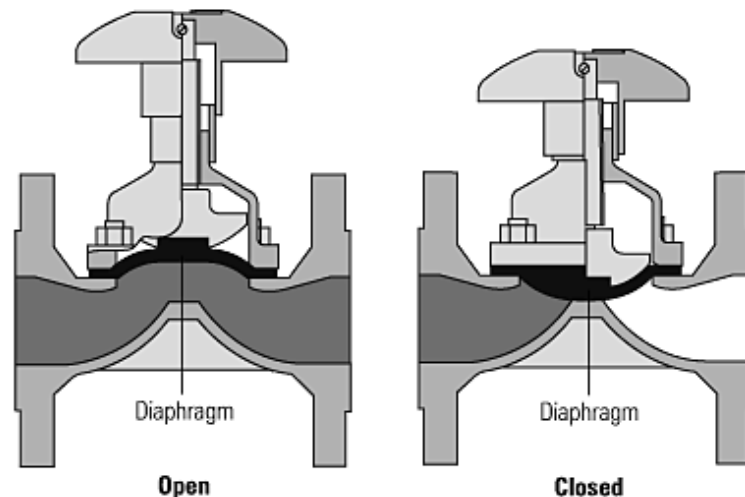
### Descripción de una válvula de diafragma

Las válvulas de diafragma se utilizan para el corte y estrangulación de líquidos que pueden llevar una gran cantidad de sólidos en suspensión.

En este tipo de válvulas se aísla el fluido de las partes del mecanismo de operación. Esto las hace idóneas en servicios corrosivos o viscosos, ya que evita cualquier contaminación hacia o del exterior. La estanqueidad se consigue mediante una membrana flexible, generalmente de elastómero, pudiendo ser reforzada con algún metal, que se tensa por el efecto de un eje-punzón de movimiento lineal, hasta hacer contacto con el cuerpo, que hace de asiento.



VALVULA DE DIAFRAGMA



### Pérdidas de carga

En cualquier sistema de tuberías, además de la pérdida de carga por fricción a lo largo de aquellas, existen pérdidas menores o localizadas debidas a:

- Entrada o salida de tuberías
- Ensanchamiento o contracción brusca o graduales
- Curvas, codos, “tes” y otros accesorios
- Válvulas

Estos elementos producen perturbaciones en la corriente, que originan remolinos y desprendimientos que intensifican las pérdidas. La energía se pierde bajo estas condiciones debido a fenómenos físicos bastante complejos. La predicción teórica de la magnitud de estas pérdidas también es compleja, y por tanto, normalmente se usan datos experimentales. Además estos datos, especialmente en válvulas, dependen del diseño de cada fabricante.

Aunque existen dos métodos para calcular las pérdidas secundarias, el del coeficiente de pérdida y el de la longitud equivalente, para esta práctica se va a utilizar el primero.

A continuación se va a deducir la expresión del coeficiente K:

Partimos de la ecuación de la energía entre 1 y 2 y de la ecuación de continuidad:

- Ecuación de la energía entre 1 y 2:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + H_{r_{12}} + H_s \quad (1)$$

- Ecuación de continuidad:

$$V_1 \cdot D_1^2 = V_2 \cdot D_2^2 \quad (2)$$

Como la sección de la tubería permanece constante,  $D_1=D_2$  y entonces:

$$V_1 = V_2$$

Podemos simplificar entonces la ecuación (1) y nos queda:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + H_{r_{12}} + H_s \quad (3)$$

Como estamos analizando la válvula de diafragma únicamente, las pérdidas primarias  $H_{r_{12}}$  pueden despreciarse.



Por otra parte  $H_s$  es la pérdida secundaria de carga, que viene definida por:

$$H_s = K \frac{V^2}{2g}$$

y la ecuación (3) queda:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + K \frac{V^2}{2g}$$

Además la diferencia de alturas es nula ya que el tramo es horizontal.

Por lo tanto:

$$\frac{\Delta P_{12}}{\rho g} = K \frac{V^2}{2g}$$

Despejando el coeficiente K:

$$K = \frac{2 \cdot \Delta P_{12}}{\rho \cdot V^2}$$

donde:

$\rho$  es la densidad del agua, que a 20°C tiene un valor de:  $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$

## TABLA DE DATOS

vueltas	Serie 1 (cerrando)		Serie 2 (abriendo)		Serie 3 (cerrando)		Serie 4 (abriendo)	
	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)	Q (m <sup>3</sup> /h)	$\Delta P_{12}$ (bar)
0								
1/4								
2/4								
3/4								
1								
5/4								
6/4								
7/4								
2								
9/4								
10/4								
11/4								
3								
13/4								
14/4								
15/4								
4								
17/4								
18/4								



## TRABAJO A REALIZAR

- Rellenar la tabla de medidas obtenidas
- Realizar el diagrama K – Q en una hoja Excel
- Realizar en un mismo diagrama las curvas % Q – % apertura, de la llave de mariposa y de la llave de diafragma.
- Comentarios e interpretación de los resultados

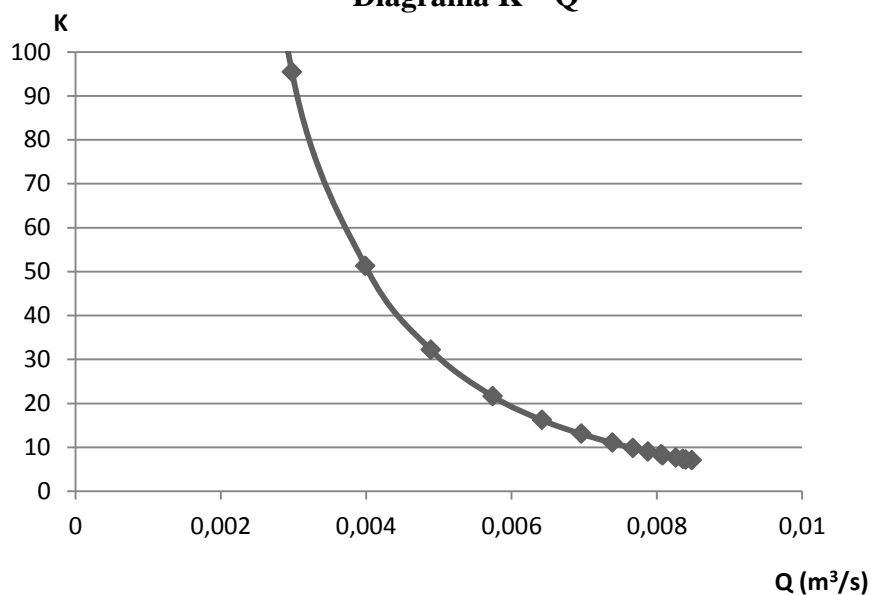
### Medidas obtenidas

$Q_m$  (m<sup>3</sup>/s): media de los caudales de la tabla de datos

$\Delta P_{12}$  (bar): media de las variaciones de presiones de la tabla de datos

Vueltas	$Q_m$ (m <sup>3</sup> /s)	$\Delta P_{12}$ (bar)	V (m/s)	K
0	0,00848	1,277	5,950	7,214
1/4	0,00840	1,282	5,893	7,383
2/4	0,00836	1,295	5,865	7,529
3/4	0,00826	1,312	5,795	7,814
1	0,00808	1,337	5,669	8,320
5/4	0,00806	1,367	5,655	8,549
6/4	0,00788	1,405	5,529	9,192
7/4	0,00767	1,447	5,381	9,995
2	0,00739	1,507	5,185	11,211
9/4	0,00696	1,577	4,883	13,228
10/4	0,00642	1,660	4,504	16,366
11/4	0,00574	1,767	4,027	21,792
3	0,00489	1,902	3,431	32,315
13/4	0,00399	2,012	2,799	51,363
14/4	0,00298	2,087	2,091	95,465
15/4	0,00196	2,142	1,375	226,59
4	0,00094	2,177	0,660	999,54
17/4	0,00012	2,195	0,084	62216
18/4	0	2,20	0	

Diagrama K – Q

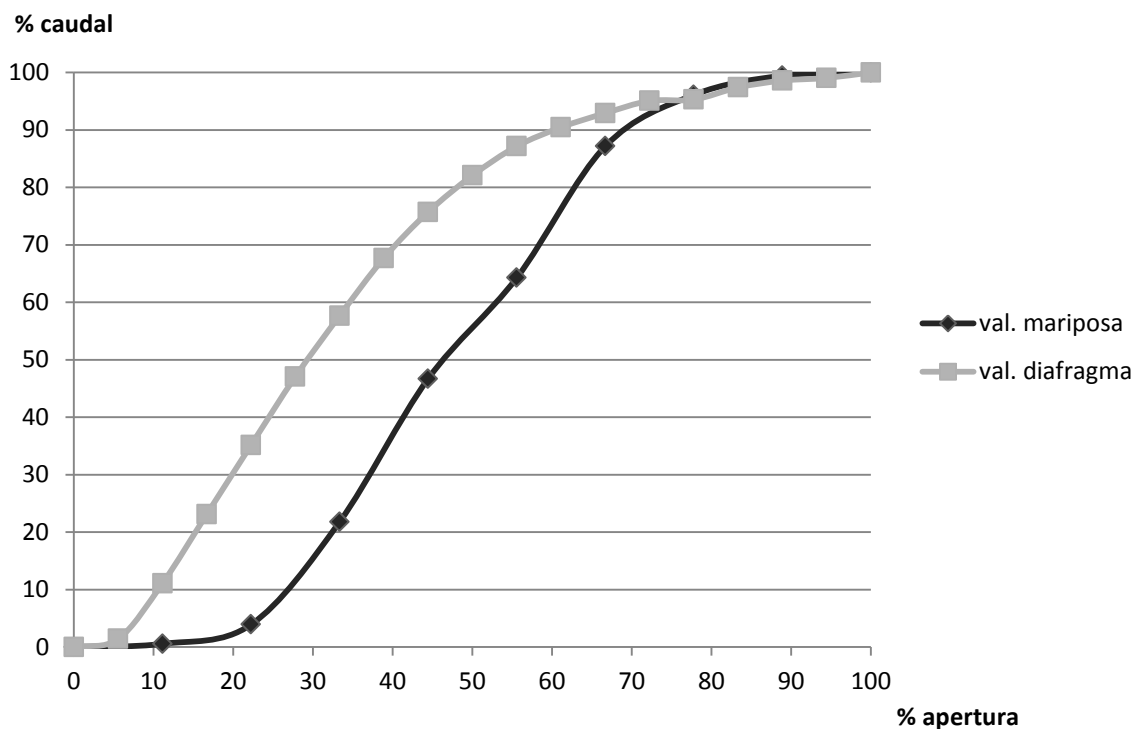




## Conclusiones

A la vista de los resultados se puede concluir que en una válvula de diafragma, conforme disminuimos el caudal al ir cerrando la válvula, van aumentando las pérdidas localizadas. Estas pérdidas, como se observa en el diagrama K – Q, aumentan de manera exponencial, es decir, primero su valor aumenta muy lentamente hasta la segunda vuelta, para posteriormente incrementarse muy rápidamente, tendiendo a infinito cuando la llave se cierra completamente.

### Diagrama comparativo entre las válvulas de mariposa y diafragma

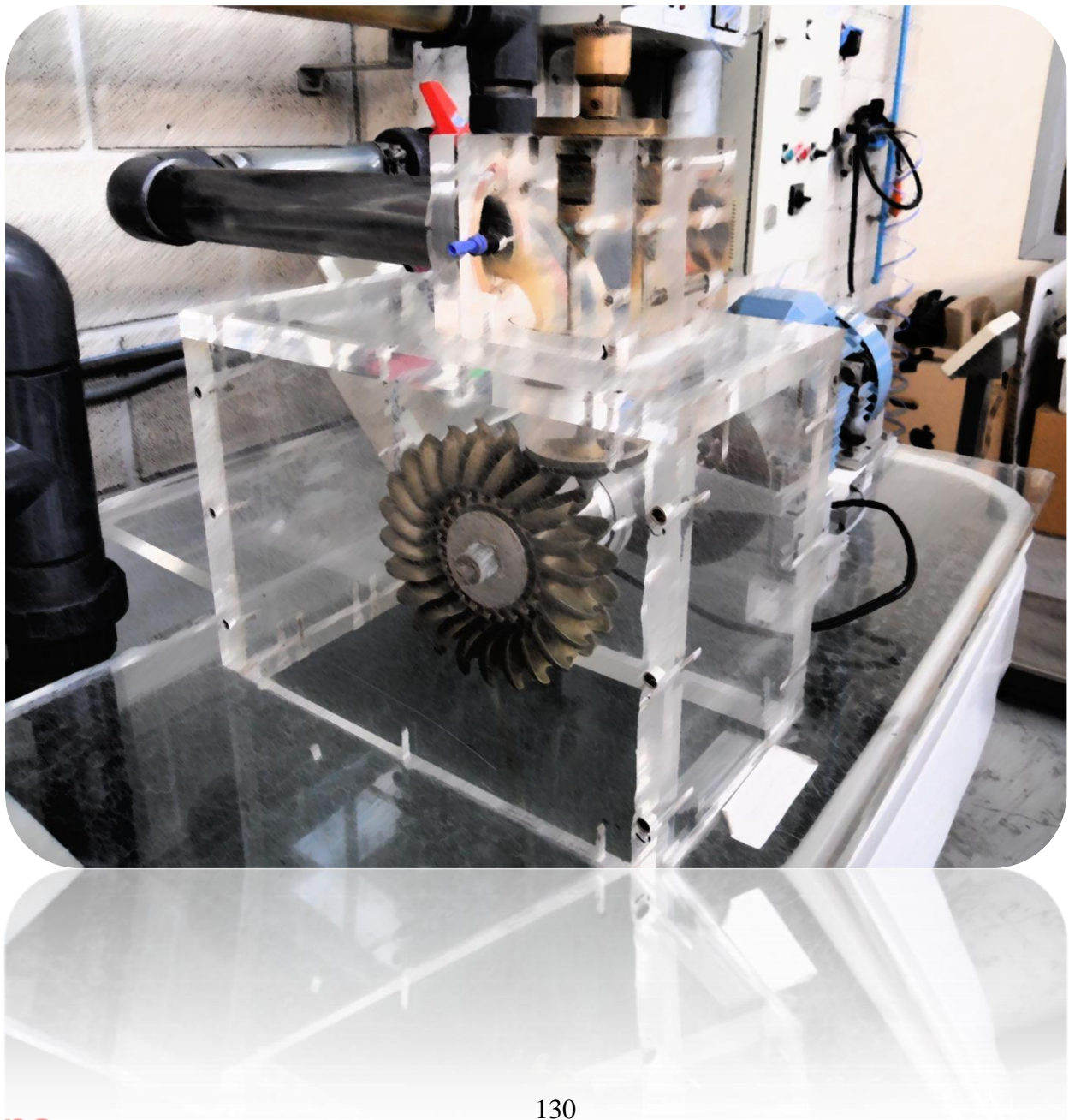


Del diagrama anterior se deduce que la válvula de mariposa no permite el paso de un caudal significativo hasta que no se ha girado un 20 % de su máxima apertura, mientras que por la válvula de diafragma el agua comienza a fluir con un porcentaje de apertura mucho menor (del orden del 5 %).

Una vez superada la anterior etapa de inicio del caudal, la relación entre los porcentajes de apertura y caudal es similar en ambas llaves. Cuando las llaves están terminando de abrirse (75% de apertura) ambas curvas se superponen.

## PRÁCTICA 7

# Estudio experimental de una turbina Pelton





## OBJETIVOS

- Determinar el coeficiente de contracción del chorro ( $C_c$ ) a la salida del inyector.
- Deducir experimentalmente las curvas de rendimiento del rodete ( $\eta_r$ ) y del rendimiento total de la turbina ( $\eta_t$ ) en función de la velocidad  $n$  (rpm) para diversos grados de apertura del inyector, con **altura neta** cte. en el entorno de  **$H \approx 18,6$  m**  
El salto de agua lo simularemos con una bomba centrífuga, en un circuito cerrado, como muestra la Fig. 1
- Dibujar las curvas de isorrendimiento, “**colinas de rendimiento**” (considerando el rendimiento total) en un diagrama ( $n, Q$ ) para una **altura neta uniforme** de  **$H = 18,6$  m**
- Determinar los diversos coeficientes de velocidad y a qué velocidad debe girar la turbina para obtener el máximo rendimiento total ( $\eta_t$ ), para diversos caudales y altura neta constante de  **$H = 18,6$  m**

## FUNDAMENTOS TEÓRICOS

La turbina Pelton es una turbina de acción, es decir, la energía potencial que posee el flujo de agua al entrar en la turbina se transforma en energía cinética y de presión íntegramente en el inyector. En consecuencia, el rodete sólo recibe energía cinética y la presión del flujo a la entrada y a la salida del mismo no cambia.

Las turbinas de acción no son radiales, semiaxiales, ni axiales, sino que forman una categoría especial, la de turbinas tangenciales. El agua se mueve en el rodete esencialmente en un plano tangencial.

Como en todas las restantes turbinas hidráulicas la potencia de la turbina Pelton se regula variando el caudal. En este caso se realiza por medio de una válvula de aguja controlada automáticamente en función de la carga por un servomotor de aceite a presión. Éste forma parte del sistema de regulación, cuya función consiste en mantener la igualdad de los pares motor y resistente, a fin de mantener un número constante de revoluciones, aunque varíe la carga o la altura neta de la turbina. El chorro entra en los álabes del rodete a la presión atmosférica, cede en ellos prácticamente toda su energía, y sale del rodete a velocidad mínima y a la presión atmosférica, cayendo por su propio peso al nivel de aguas abajo. Para evitar las salpicaduras el rodete está alojado en una caja o carcasa, en cuyo interior reina la presión atmosférica.

Las turbinas Pelton se clasifican por la posición del eje que mueven, pudiendo ser de eje horizontal (1 o 2 chorros por rodete) o de eje vertical (de 1 a 6 chorros en el rodete).

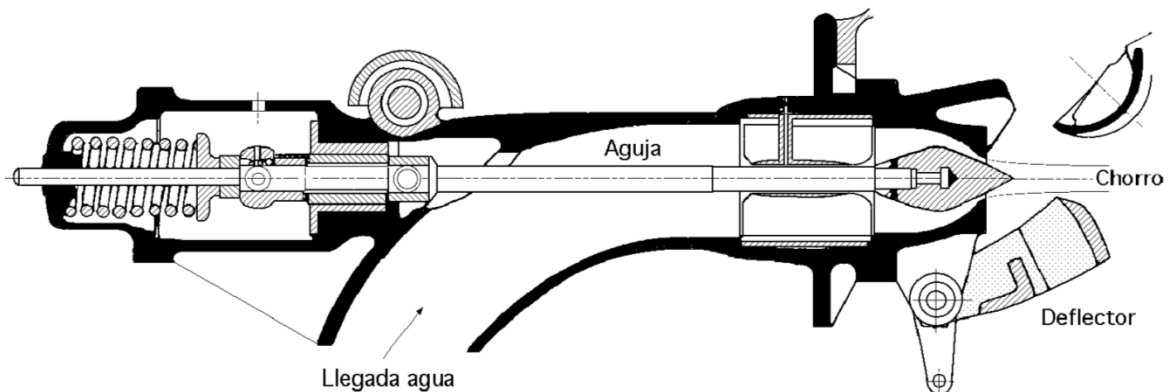
Estas turbinas son adecuadas para grandes alturas (100 – 2000 m) y pequeños caudales. Así pues, la potencia en la misma se consigue más por la altura que por el caudal. Su velocidad específica  $n_s$  resulta entonces baja: aproximadamente entre 10 y 30 con un solo inyector y hasta 75 con seis inyectores.

La turbina Pelton está formada por los siguientes componentes:

- Inyector:

El distribuidor de las turbinas Pelton se denomina inyector, y consta esencialmente de una tobera y de una válvula de aguja. En la tobera se acelera el agua, transformándose prácticamente toda la altura neta de la turbina en altura cinética del chorro (como corresponde a una turbina de acción), salvo las pérdidas en el inyector mismo. El inyector lleva en su interior una aguja de regulación, cuyo desplazamiento rectilíneo por medio de un servomotor entre dos posiciones límite de caudales nulo y máximo permite variar la carga de trabajo y por tanto la potencia de la turbina. Si la carga desciende bruscamente el inyector deberá cerrarse lentamente para evitar el golpe de ariete. El *deflector o pantalla deflectora* sirve para evitar el embalamiento cuando el inyector sigue abierto y la carga de la turbina es inferior a la que corresponde a la apertura del inyector. Para ello el deflector se hunde parcialmente en el chorro desviándolo total o parcialmente mientras la aguja ocupa una nueva posición. Las turbinas Pelton pueden estar compuestas por un inyector o por varios (hasta 6), a fin de incrementar el rango de trabajo ( $n_s$ ) y la potencia.

La turbina de esta práctica es de un único inyector y carece de pantalla deflectora.



- Rodete:

El rodete es sin lugar a dudas la pieza más importante de la turbina, pues es en este órgano donde se realiza el intercambio de energía entre el agua y la máquina. Consiste en una rueda libre sobre la que hay colocados una serie de álabes, de manera que el chorro de agua siempre incide sobre alguno de ellos, haciendo girar al rodete en su conjunto.



Los álabes tienen forma de cucharas, cada una dividida simétricamente en dos partes por una arista central. El chorro que incide en la mitad de la arista queda así dividido en dos partes, circulando por su cavidad y recorriendo casi un ángulo de  $180^\circ$  hasta la salida, contrarrestándose así los empujes axiales por cambio de dirección de los dos chorros.



El número y tamaño de las cucharas dependen del caudal y de la altura del salto de agua. Para un salto de agua grande y poco caudal ( $n_s$  bajo) harán falta muchas cucharas pequeñas. Para un salto pequeño y mucho caudal se requerirán cucharas más grandes y en menor número.

## MONTAJE EXPERIMENTAL

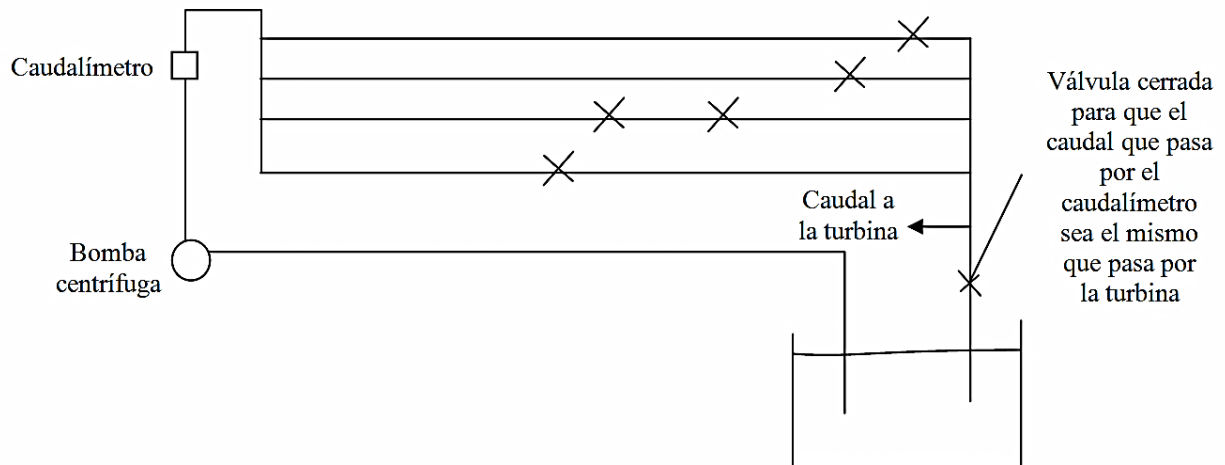


Fig. 1: Manejando alguna de las cinco válvulas que están en las cuatro tuberías horizontales en paralelo, simularemos una altura neta constante, aproximadamente, en la turbina.

## ALTURA NETA DE LA TURBINA

Por definición, ésta es la diferencia de alturas totales entre la entrada de la turbina y la salida.

$$H = \left( \frac{P}{\gamma} + z + \frac{V^2}{2g} \right)_{\text{entrada}} - \left( \frac{P}{\gamma} + z + \frac{V^2}{2g} \right)_{\text{salida}}$$

Como entrada a la turbina tomaremos la de entrada al inyector, un círculo de 51 mm de diámetro, y como salida se considera el punto de tangencia entre el eje del chorro, eje de la lanza o de la aguja del inyector, y la circunferencia nominal del rodete, en nuestro caso de 160 mm de diámetro.

En la figura 2 se aprecia que la entrada está a 237 mm por encima de la salida.

La turbina Pelton es de **acción**, por lo que la presión (relativa) del agua a la salida es cero, lo mismo que a la entrada del rodete, que es un chorro libre.

La “z” a la salida es cero, pues la tomamos como origen.

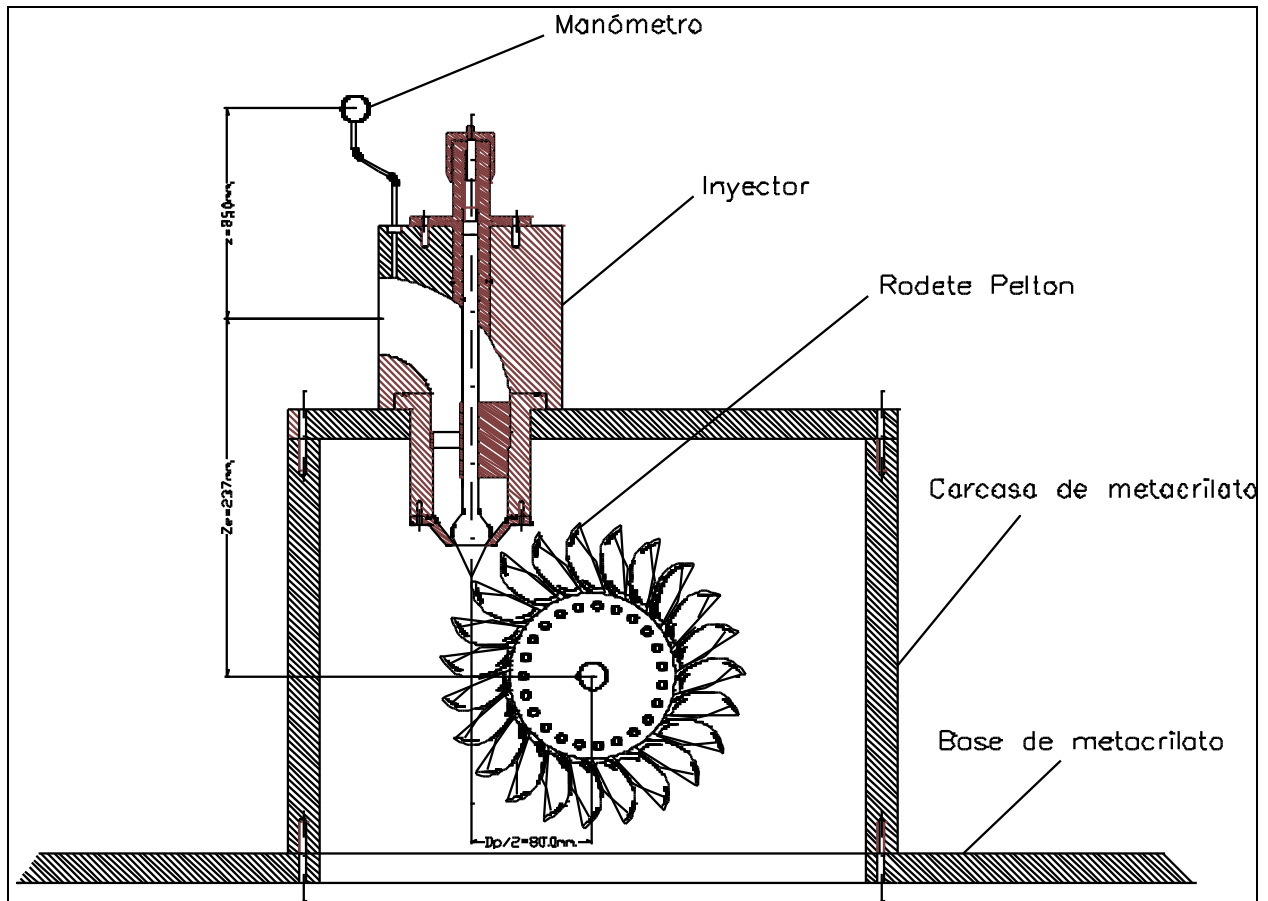


Fig. 2: Sección que incluye inyector y rodete. Se observa cómo la sección de entrada a la turbina (diámetro = 51 mm) está 237 mm por encima de la salida. El diámetro nominal del rodete Pelton es 160 mm. El manómetro conectado a la entrada de la turbina está colocado 250 mm por encima de dicha entrada.

La velocidad del agua a la salida no puede ser cero, pues si lo fuera, las cucharas o álabes del rodete chocarían con el agua que acaba de salir del álabe anterior, lo que frenaría al rodete. La velocidad ha de ser lo más pequeña posible siempre que evitemos este choque.

Además el agua saldrá, por cada punto del borde de salida de los álabes y en cada instante, a distinta velocidad, lo que hace imposible su medida. Como es pequeña, nos permite suponer que es cero en la definición de altura neta.

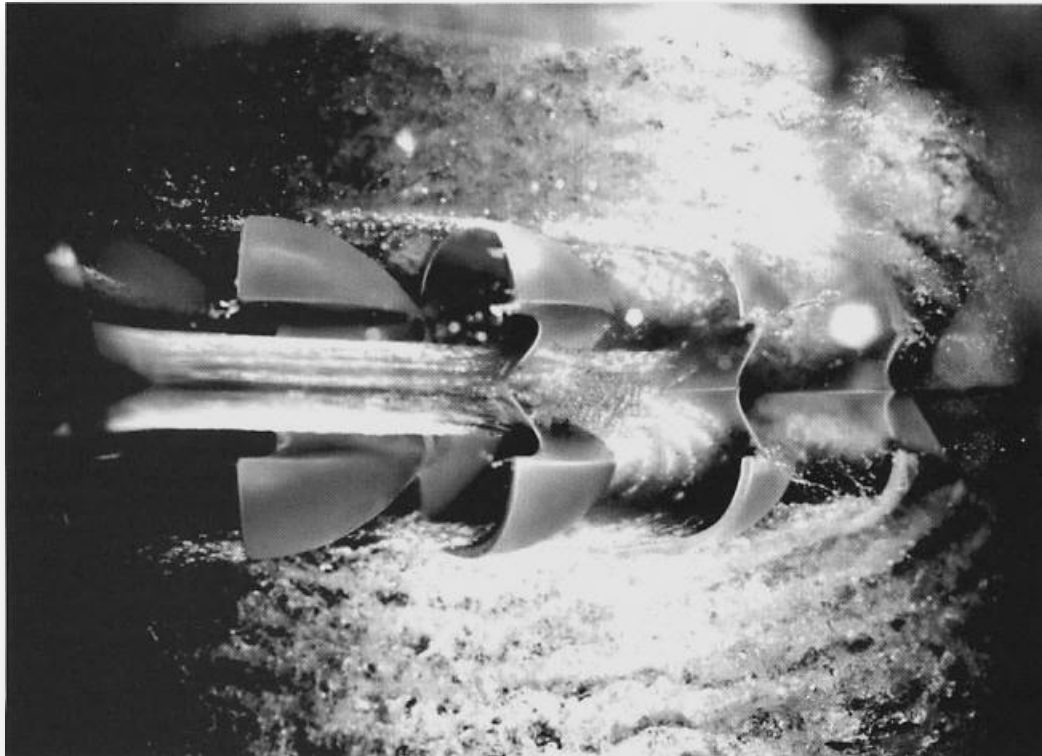


Fig. 3: Fotografía con iluminación estroboscópica donde se aprecian detalles del choque del agua con los álabes o cucharas.

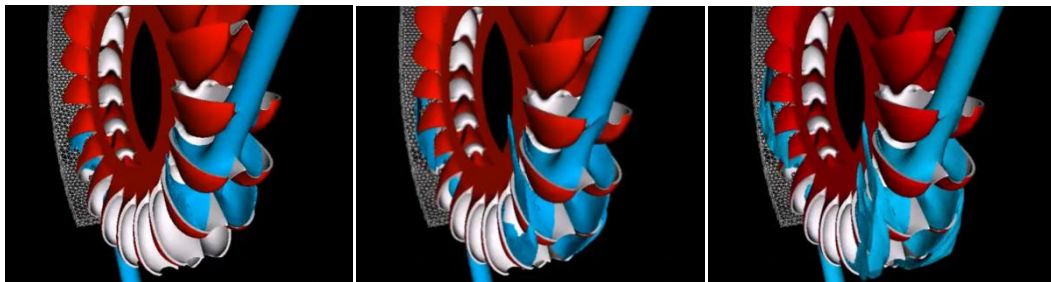


Fig.3.1: Imágenes de la simulación por ordenador de una turbina Pelton.

La presión a la entrada de la turbina la medimos con un manómetro (tipo Bourdon o con uno diferencial de diafragma) colocado 250 mm por encima de la entrada.

Expresión de la altura neta:

$$H = \frac{P_E}{\gamma} + \frac{V_E^2}{2 \cdot g} + Z_E = \frac{P_{\text{manómetro}}}{\gamma} + 0,25 + \frac{V_E^2}{2 \cdot g} + 0,237 \quad (1)$$

Dado que la presión del manómetro viene en  $\text{Kg/cm}^2$  ó en “bar”, según el manómetro empleado, y el caudal medido viene en  $\text{m}^3/\text{h}$ , podemos expresar:

$$H = 10 \cdot P_{\text{manó}} \left( \text{en } \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right) + 0,25 + 9,4 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 \left( \text{en } \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) + 0,237 \quad (2)$$



Y si la presión la medimos en “bar”:

$$H = 10,20 \cdot P_{\text{manó}}(\text{bar}) + 0,25 + 9,4 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 \left( \text{en } \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) + 0,237 \quad (2')$$

Como a lo largo de la experiencia hemos de mantener **H = cte.  $\approx 18'6$  m**, la presión del manómetro, que hemos de conseguir jugando con las válvulas del circuito hidráulico, la deduciremos de la ecuación (2) ó (2'), siendo para cada caudal distinta. Como indica la siguiente tabla:

Q (m <sup>3</sup> /h)	P(manómetro) <b>Kg/cm<sup>2</sup></b>	P(manómetro) <b>bar</b>
	para un altura neta H=18,6m	para un altura neta H=18,6m
4	1,81	1,77
5	1,81	1,77
6	1,81	1,77
7	1,81	1,77
8	1,81	1,77
9	1,80	<b>1,76</b>
10	1,80	<b>1,76</b>
11	1,80	<b>1,76</b>
12	1,80	<b>1,76</b>
13	1,80	<b>1,76</b>
14	1,79	1,75
15	1,79	1,75
16	1,79	1,75

Como la influencia del caudal en la presión del manómetro para mantener H cte. es pequeña, **realizaremos la práctica manteniendo constante la presión del manómetro en:**

$$\text{Presión del manómetro} = 1,8 \text{ Kg/cm}^2 = \mathbf{1,76 \text{ bar}}$$

Cuando estemos haciendo medidas, para una posición fija del inyector, la presión indicada por el manómetro oscilará, cambiará aleatoriamente, lo que nos obligaría a estar continuamente jugando con las válvulas. Para evitar esto tomaremos nota de la presión del manómetro en cada medida, anotando esos pequeños cambios caóticos.

Posteriormente transformaremos las medidas obtenidas, mediante las relaciones de semejanza, a las que habríamos obtenido si realmente la altura neta hubiera sido, rigurosamente, **18'6 m**.



## RENDIMIENTO DEL INYECTOR

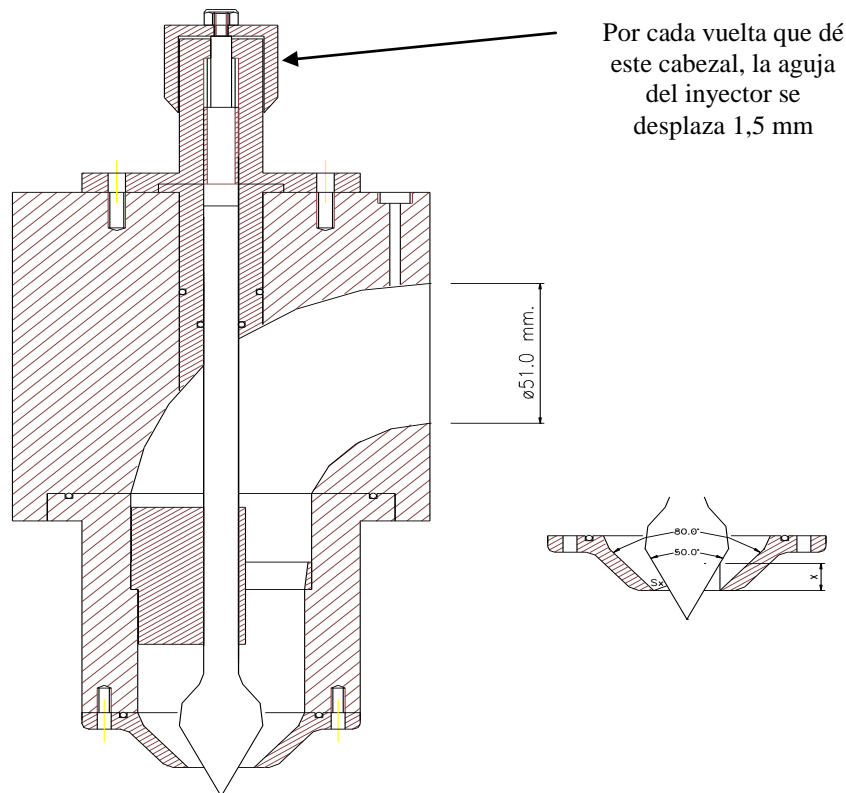
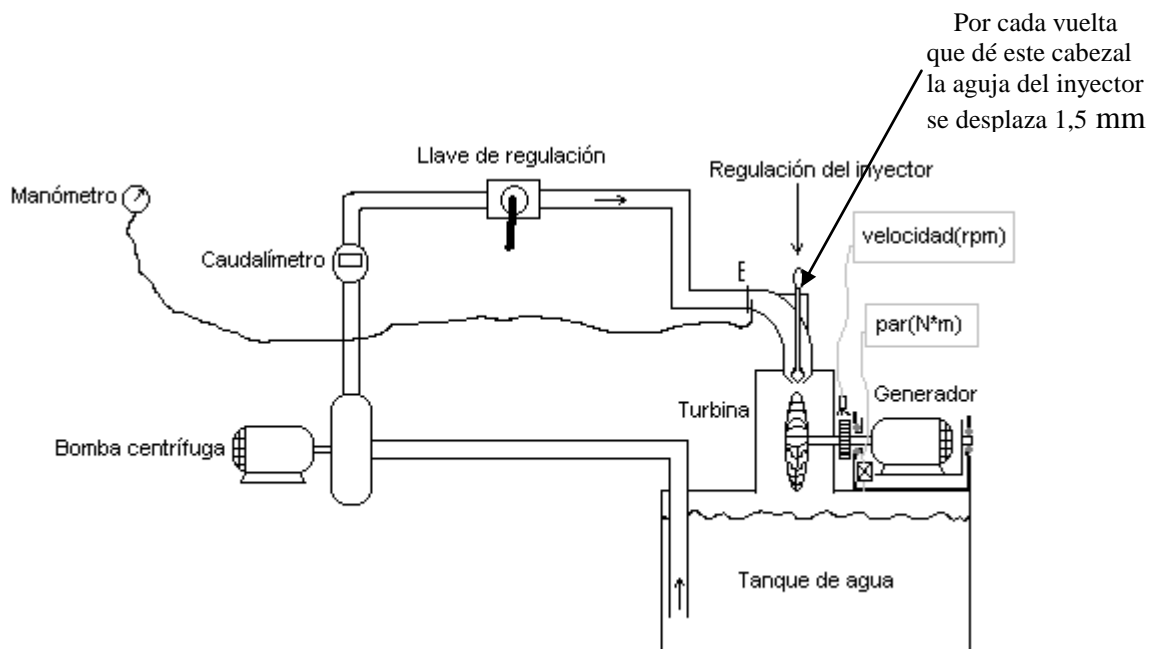


Fig. 4: La sección de entrada al inyector, y también a la turbina, sección E, tiene un área normal al flujo que corresponde a un diámetro  $D_E = 51$  mm. En esta sección está la toma piezométrica para el manómetro, situado 25 cm por encima de la entrada del inyector.



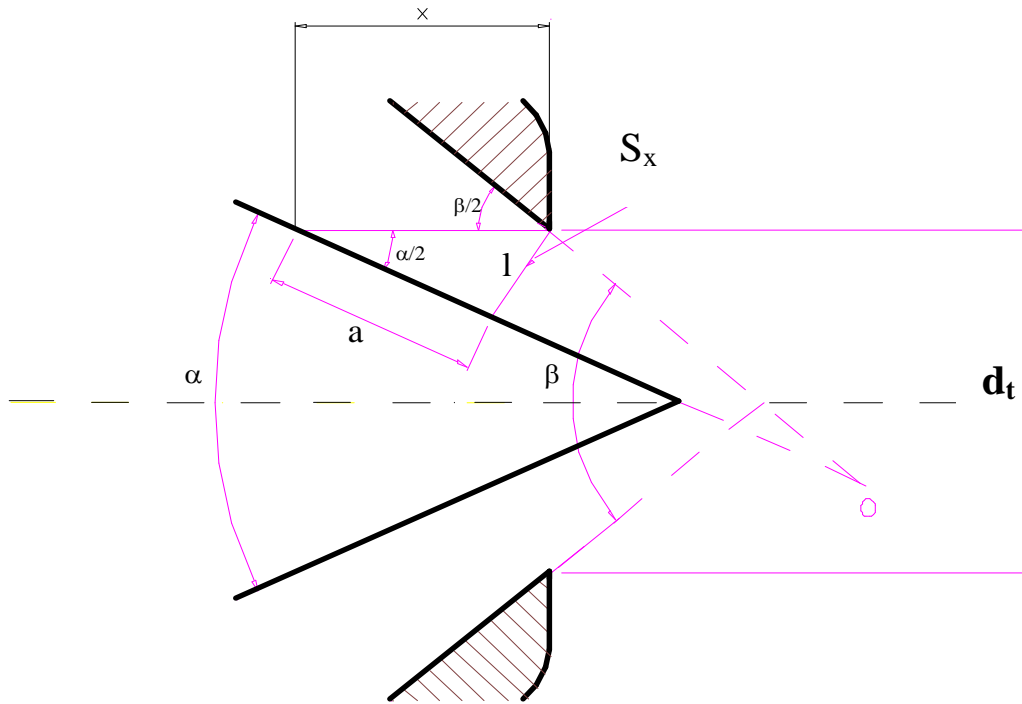
El rendimiento del inyector es una medida de las pérdidas energéticas, altura de pérdidas, entre la entrada del inyector y el chorro libre inmediatamente antes de impactar con los álabes. En nuestro caso incluye un codo a 90°, el paso por la tobera-aguja del inyector, y el rozamiento con el aire del pequeño tramo de chorro libre entre la salida de la tobera y el rodete.



Analíticamente queda definido: 
$$\eta_{\text{inyector}} = \frac{c_1^2}{H} = K_{c1}^2 \quad (3)$$

Siendo ( $C_1$ ) la velocidad absoluta del chorro inmediatamente antes de impactar con los álabes, la aproximaremos a la velocidad absoluta en la vena contracta, donde el diámetro del chorro es el más pequeño ( $d_o$ ) y está, aproximadamente, a una distancia ( $d_t$ ) aguas abajo de la tobera (ver figura 5).

### PARÁMETROS DEL INYECTOR



- $\alpha = \text{ángulo de la aguja del inyector} = 50^\circ$
- $\beta = \text{ángulo de la tobera del inyector} = 80^\circ$
- $x = \text{Desplazamiento de la aguja desde la posición de cierre total.}$   
La  $x$  máxima es 16,5 mm (11° vuelta del micrómetro).
- $d_t = 19,53$  mm, diámetro de la tobera.
- Paso de rosca en el eje de la lanza, o aguja = 1,5 mm

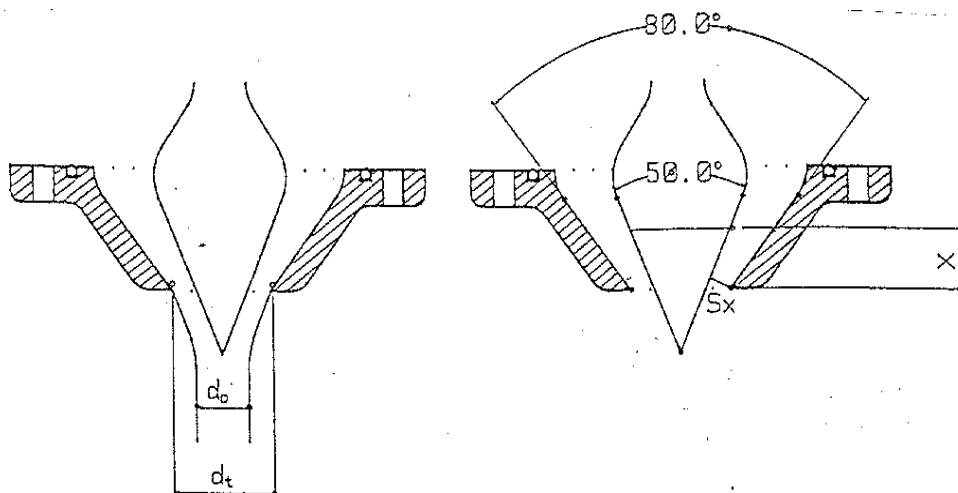
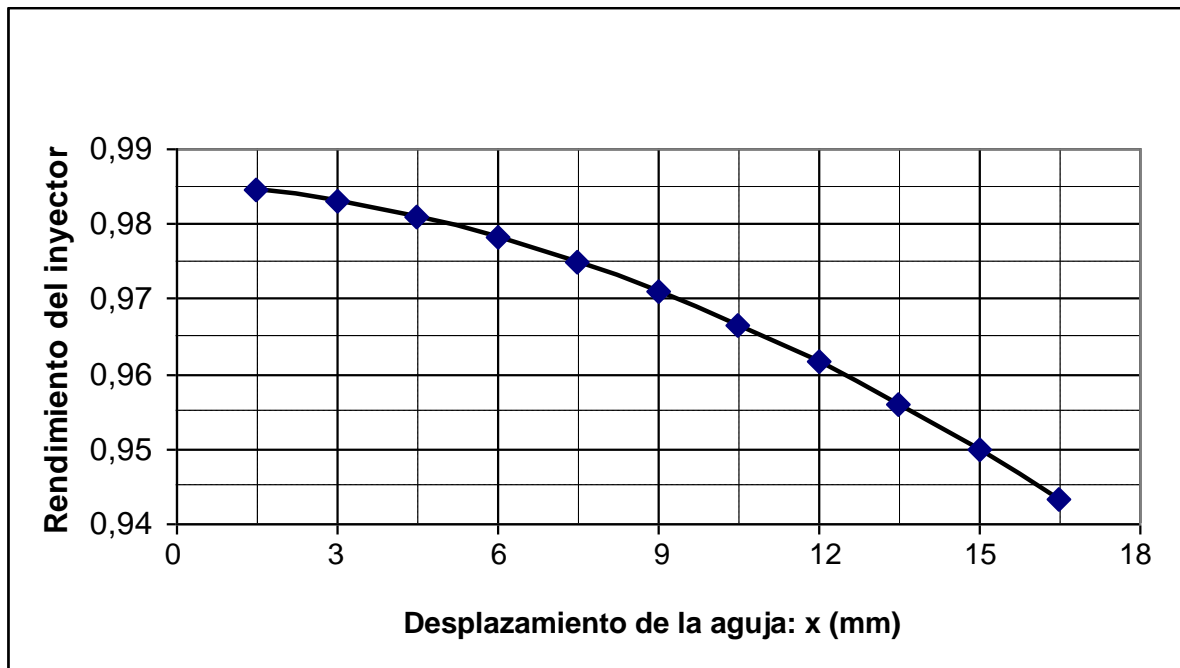


Fig. 5: Detalles de la tobera y aguja del inyector.

Para el rendimiento del inyector tomaremos unos valores empíricos deducidos de la experiencia, que son los siguientes:



$$\text{Rendimiento del inyector} = K_{cl}^2 = 0,985 - 0,042 \cdot (x / x_{m\acute{a}x})^{1,8} \quad (4)$$

La aguja del inyector forma parte de un eje roscado cuyo paso de rosca es 1,5 mm. Llamamos “x” al desplazamiento del inyector desde la posición cerrada. Si lo giramos dos vueltas:  $x = 3$  mm, si lo giramos 11 vueltas:  $x_{m\acute{a}x} = 16,5$  mm

Es lógico que el rendimiento del inyector disminuya al aumentar el caudal. En nuestro caso, cuando el inyector esté abierto  $x = 16,5$  mm, el caudal será casi cinco veces superior al que hay cuando está poco abierto  $x = 1,5$  mm, y en términos generales las pérdidas son proporcionales al cuadrado del caudal. Estas consideraciones justifican la forma aparentemente extraña que toma el  $\eta$  (inyector).

## DESARROLLO ANALÍTICO

Sección del chorro: llamamos  $S_x$  a la superficie normal al flujo en la salida de la tobera. Esta superficie es tronco-cónica, cuyo diámetro mayor es  $d_t$  y cuya generatriz es “l”, que junto con el vértice opuesto “o” forma un triángulo isósceles. Si la generatriz “l” la giramos respecto al eje del inyector, genera la superficie tronco-cónica de salida  $S_x$ .

Teniendo en cuenta que:  $S_x = l \cdot \pi \cdot D(l / 2)$

Siendo  $D(l / 2)$  el diámetro del centro geométrico de la generatriz “l”.

$$D(l / 2) = d_t - a \cdot \text{sen} \frac{\alpha}{2}$$

Y considerando el teorema del seno en el triángulo de lados “x” “l” “a”:



$$\frac{x}{\text{sen}\left[\pi - \frac{1}{2}\left(\pi - \frac{\beta - \alpha}{2}\right)\right]} = \frac{l}{\text{sen}\frac{\alpha}{2}} = \frac{a}{\text{sen}\left[\pi - \frac{1}{2}\left(\pi - \frac{\beta - \alpha}{2}\right) - \frac{\beta}{2}\right]}$$

Se obtiene para la sección normal:

$$S_x = \pi \cdot x \cdot \frac{\text{sen}\frac{\alpha}{2}}{\cos\frac{\beta - \alpha}{4}} \left\{ d_t - x \cdot \left( \text{sen}\frac{\alpha}{2} \right) \cdot \frac{\cos\frac{\beta + \alpha}{4}}{\cos\frac{\beta - \alpha}{4}} \right\} \tag{5}$$

x(mm)	S <sub>x</sub> (mm <sup>2</sup> )
0	0
1,5	38
3	74
4,5	108
6	140
7,5	169
9	196
10,5	222
12	245
13,5	265
15	284
16,5	300
18	315

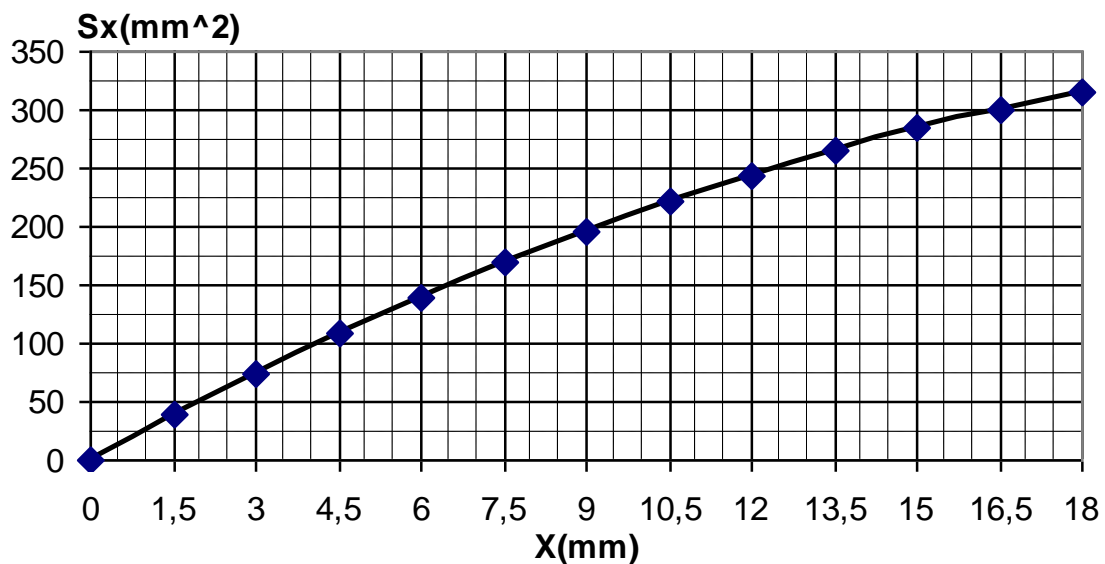


Fig. 6: Representación de la ecuación (5). El área de salida (S<sub>x</sub>) dejada por el inyector es función cuadrática del desplazamiento (x) de la aguja o lanza del inyector.



## COEFICIENTE DE CONTRACCIÓN

Entre la sección de salida del inyector ( $S_x$ ) y la sección del chorro ya formado  $\frac{\pi d_o^2}{4}$  (la vena contracta), hay una contracción definida por el **coeficiente de contracción  $C_c$** .

$$\text{Lógicamente } C_c < \approx 1 \quad C_c = \frac{\frac{\pi d_o^2}{4}}{S_x} \quad (6)$$

Este coeficiente de contracción depende del rendimiento del inyector. Veamos:

$$\eta_{\text{inyector}} = \frac{c_1^2}{H} \quad \Rightarrow \quad C_c = \sqrt{2gH\eta_{\text{inyector}}} \quad (7)$$

$$C_c = \frac{\frac{\pi d_o^2}{4}}{S_x} = \frac{C_c}{S_x} = \frac{Q}{S_x \sqrt{2gH\eta_{\text{inyector}}}} \quad (8)$$

Por tanto, para una altura neta y una apertura del inyector  $x$  dadas (con lo que el caudal queda determinado), el rendimiento del inyector impone el coeficiente de contracción, o viceversa.

Un ejemplo para entender esto bien:

En un punto de operación hemos medido los siguientes parámetros:

$$\begin{cases} P_{\text{manómetro}} = 1,78 \text{ Kg/cm}^2 \\ Q = 12,5 \text{ m}^3/\text{h} \\ x = 13,5 \text{ mm} \end{cases}$$

De la ecuación (2) obtenemos:  $H = 18,4 \text{ m}$

De la ecuación (5) obtenemos:  $S_x = 265,33 \text{ mm}^2$

De la ecuación (8) obtenemos:

$$C_c = \frac{12,5/3600}{265,33 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 18,4 \cdot \eta_{\text{inyector}}}}$$

$$C_c \cdot \sqrt{\eta_{\text{inyector}}} = 0,6885$$

Elegir uno de estos parámetros es, también, fijar el otro.

Evolución del chorro a la salida del inyector:

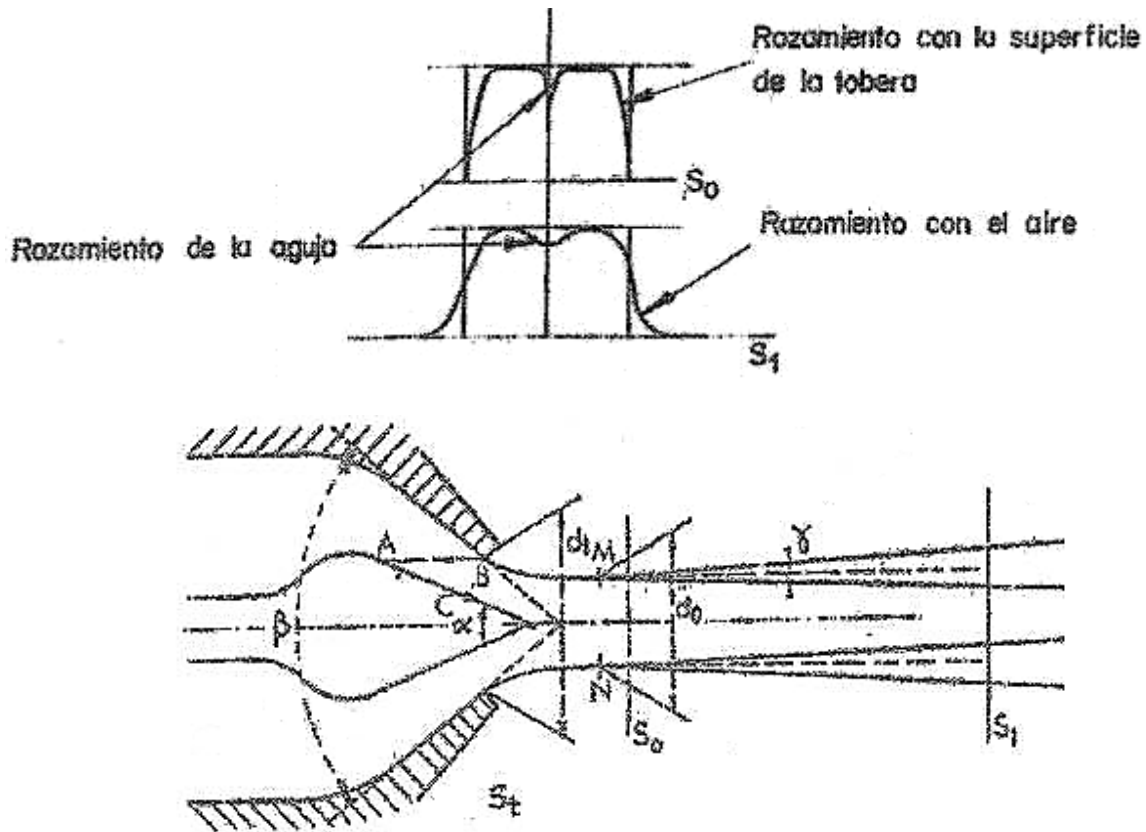


Fig. 7: Formado el chorro con un diámetro  $d_0$  en la vena contracta, comienza a formarse una emulsión con el aire, formándose como un tubo dentro del cual va el chorro líquido. Por otra parte el chorro no tiene velocidad uniforme, sino como la indicada en la figura.

La velocidad absoluta  $C_1$  es la del chorro en la vena contracta, donde el diámetro es  $d_0$ . Para la velocidad del chorro inmediatamente antes del impacto con los álabes haremos la aproximación de que también es  $C_1$ .

El caudal lo expresaremos:

$$Q = C_1 \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = C_1 \cdot S_x \cdot C_c \tag{9}$$

## POTENCIA NETA

Es la que el agua entrega a la turbina, la que pierde el flujo. Es la potencia que tiene el agua a la entrada de la turbina menos la que tiene a la salida (que la hemos aproximado a cero).

Analíticamente queda expresada:

$$\text{Pot. neta} = H \cdot Q \cdot \rho \cdot g \tag{10}$$

## POTENCIA ÚTIL

Es la potencia mecánica que nos entrega la turbina en su eje ( $\text{Pot}_{cje}$ ), el producto del “momento de fuerzas” que transmite el eje de la turbina al generador por su velocidad angular.

La velocidad angular la medimos mediante un sensor inductivo que detecta el paso de los dientes de una pequeña corona dentada que tiene el eje.

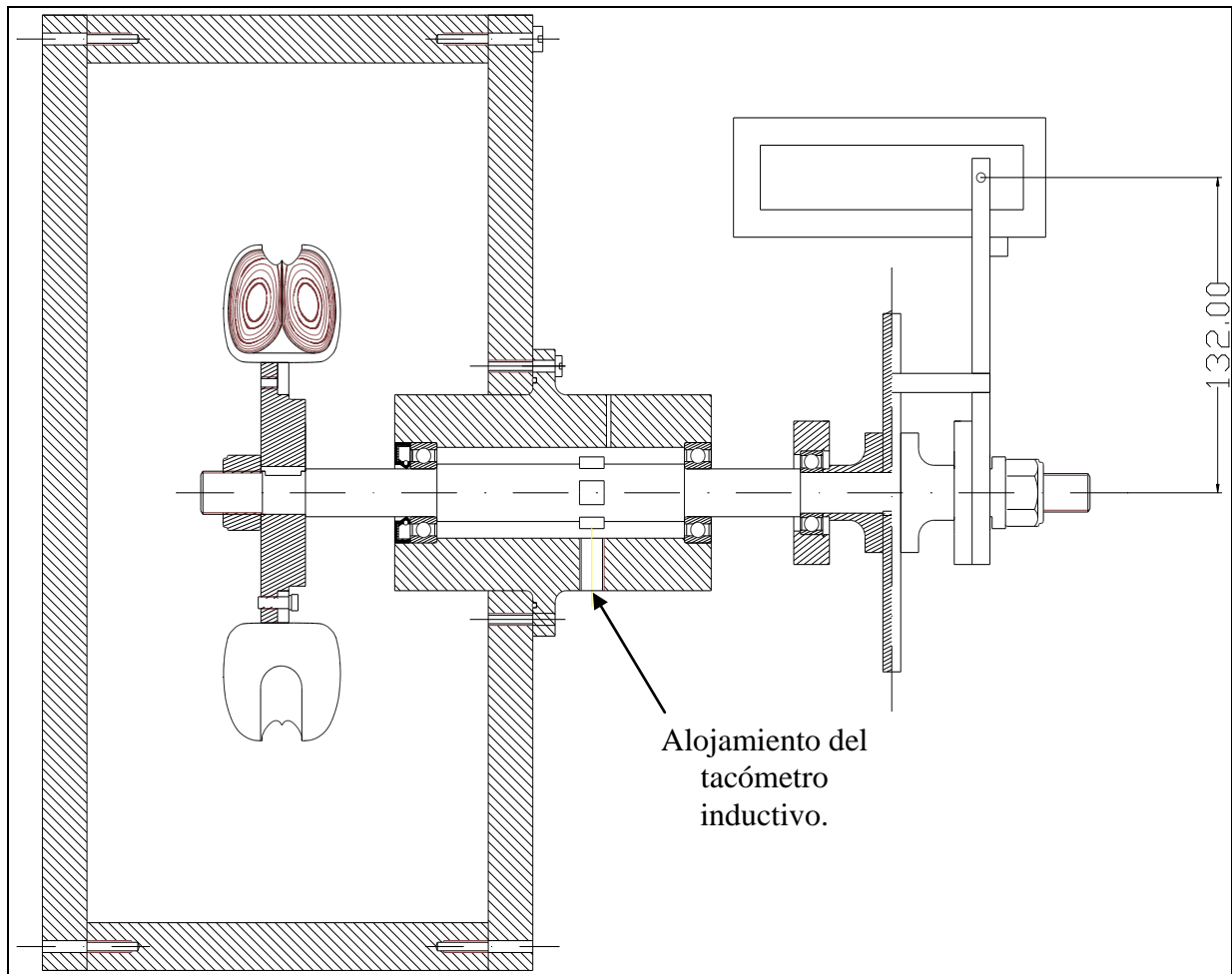


Fig. 8: Puede verse el alojamiento del sensor inductivo. La turbina está también preparada para ser frenada con zapatas en un disco de freno, pero lo haremos con un generador eléctrico coaxial situado a la derecha de esta figura, a continuación de ella, de modo que variando la frecuencia eléctrica generada controlamos la velocidad de la turbina durante el ensayo.

El “momento de fuerzas” se mide de la siguiente manera:

Coaxial a la turbina colocamos un generador eléctrico que absorbe todo el “par” del eje, y este generador está anclado en un columpio que también es coaxial con el eje de la turbina. El “par de fuerzas” exterior que se ha de hacer sobre el columpio para que no gire, para que no se desplace angularmente, es igual al “par” que entrega la turbina y absorbe el generador.

$$Pot_{\text{útil}} = Pot_{\text{eje}} = M \cdot \omega \quad (11)$$

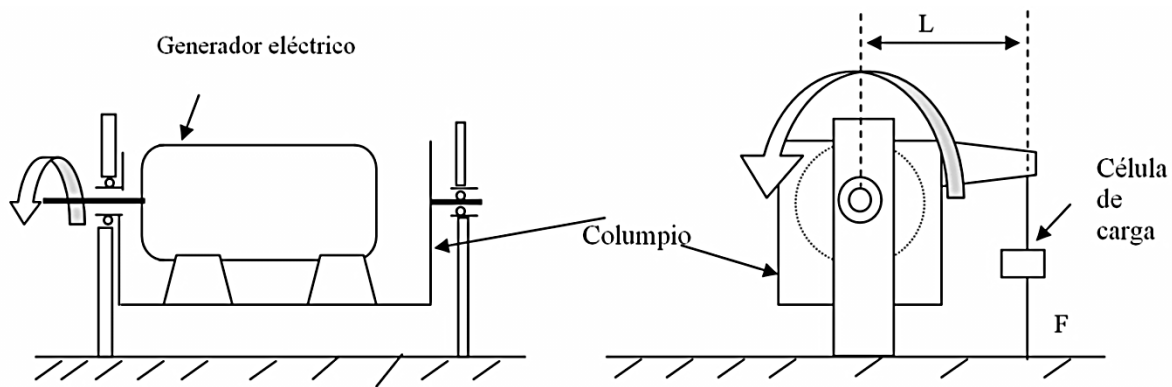


Fig. 9: Un esquema de cómo el generador eléctrico, que hace de freno a la turbina, está montado sobre el columpio. La fuerza (F) que mide la célula de carga, multiplicada por su mínima distancia al eje (L), nos da el par que transmite el eje (M).

## RENDIMIENTO DEL RODETE

Dado que hemos hecho la aproximación de que la velocidad absoluta ( $C_1$ ) en la vena contracta se mantiene en la pequeña longitud del chorro hasta el choque con los álabes, definimos el rendimiento del rodetes:

$$\eta(\text{rodetes}) = \frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{\text{Pot}_{\text{chorro-de-agua-que-impacta}}} = \frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{\frac{C_1^2}{2g} \cdot Q \cdot \rho \cdot g} \quad (12)$$

Incluye:

- 1- Las pérdidas en el choque del agua sobre los álabes, ya que no es un choque elástico.
- 2- La potencia que tiene el agua después de salir de los álabes, dado que sale con una pequeña velocidad, distinta en cada punto y en cada instante, y difícilísima de ser medida.
- 3- Las pérdidas por rozamiento del rodetes que gira sumergido en el aire, el cual le produce un considerable freno.
- 4- Las pérdidas en los cojinetes de la turbina.

## RENDIMIENTO TOTAL

Como es lógico ha de definirse:

$$\eta_{\text{total}} = \frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{\text{Pot}_{\text{neta}}} \quad (13)$$

Si todas las pérdidas están incluidas en las definiciones del rendimiento del inyector y del rodetes y éstos están bien definidos ha de cumplirse que:

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{iny}} \cdot \eta_{\text{rodetes}} \quad (14)$$

Comprobación:

$$\eta_{\text{iny}} \cdot \eta_{\text{rodetes}} = \frac{\frac{C_1^2}{2g}}{H} \frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{\frac{C_1^2}{2g} \cdot Q \cdot \rho \cdot g} = \frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{\text{Pot}_{\text{neta}}} = \eta_{\text{total}}$$

Por tanto están definidos coherentemente.





No se ha mencionado un posible rendimiento volumétrico, y esto es porque se supone que el rodete está bien diseñado y por tanto todo el caudal impacta con los álabes, con el rodete, y por tanto:  $\eta_{\text{volumétrico}} = 1$

Si el diseño se hubiera hecho con pocos álabes, una porción del chorro pasaría entre álabes y no impactaría con el rodete ( $\eta_{\text{volumétrico}} < 1$ ), pero éste no es nuestro caso, a menos que nos acerquemos al embalamiento.

## COEFICIENTES DE VELOCIDAD

Se definen como el cociente entre la velocidad, la que se considere en cada caso, dividida por  $(2gH)^{1/2}$ , siendo H la altura neta. Así:

$$K_{C1} = \frac{C_1}{\sqrt{2gH}} \quad (15)$$

Como fácilmente se comprueba, de (7):

$$K_{C1} = \sqrt{\eta_{\text{inyector}}} \quad (16)$$

$K_{U1}$  lo definimos de la misma manera, pero, en la situación de máximo rendimiento, refiriéndonos a cada posición del inyector:

$$K_{U1} = \left. \frac{U_1}{\sqrt{2gH}} \right\}_{\text{con-}\eta(\text{MÁXIMO})\text{-para-un-}(x)\text{-dado}} \quad (17)$$

Siendo  $U_1$  la velocidad del álabe referida al diámetro nominal

$$U_1 = \omega \cdot R_{\text{nominal del rodete}} \quad (18)$$

El radio nominal del rodete es 80 mm.

Al estudiar la turbina Pelton se vio, en teoría, en el supuesto de choque elástico, que la velocidad  $U_1$  tenía que ser la mitad de  $C_1$ ; la experiencia demuestra que se cumple:

$$U_1 \approx \frac{C_1}{2} \Rightarrow K_{U1} \approx \frac{K_{C1}}{2} \quad \frac{U_1}{C_1} = \frac{K_{U1}}{K_{C1}} \approx 0,5 \quad (19)$$

$$K_{U(\text{embalamiento})} \text{ queda definido:} \quad K_{U(\text{embalamiento})} = \frac{U_{\text{embalamiento}}}{\sqrt{2gH}} \quad (20)$$

Si la turbina se dejara libre, si el generador eléctrico no la frenara, es decir, **si el Par** transmitido por el eje fuera **cero**, la turbina estaría **embalada**.

Esta situación la conseguimos aumentando poco a poco la velocidad angular hasta que el Par sobre el columpio sea cero y la célula de carga no haga fuerza alguna. Si además el rodete no fuera frenado por el aire ni por los rozamientos mecánicos de cojinetes, se cumpliría en el embalamiento:  $U_{1(\text{embalamiento})} = C_1 \Rightarrow K_{U1(\text{embalamiento})} = K_{C1}$

En la práctica el rodete es frenado por el aire, y no poco, y por rozamientos mecánicos en los

cojinetes, por lo que:  $K_{U1(\text{embalamiento})} < K_{C1}$

La diferencia es una medida relativa del freno del rodete por el aire y cojinetes de la turbina.



## PARÁMETROS QUE HAN DE MEDIRSE

Se hará un conjunto de medidas para varias aperturas del inyector, en concreto para:

$$x = 1,5; 3; 4,5; 6; 7,5; 9; 10,5; 12; 13,5; 15; 16,5 \text{ mm}$$

Corresponden a 1 vuelta, 2, 3, 4,... hasta 11 vueltas de la aguja del inyector, partiendo del inyector cerrado.

Siempre con una presión en el manómetro de:

$$P_{\text{manómetro}} = 1,8 \text{ Kg/cm}^2 = 1,76 \text{ bar}$$

Para cada apertura del inyector (x) variaremos la velocidad de la turbina y tomaremos 11 valores distintos (aproximadamente). Lo haremos imponiendo diversas frecuencias a la corriente eléctrica producida por el generador, mediante un variador de frecuencia.

Se procurará experimentar, para cada posición del inyector (x), con las velocidades propuestas como orientativas, aunque en los cálculos se tendrán en cuenta las que realmente se hayan medido. Se añadirá la velocidad de embalamiento ( $M = 0$ ).

Se ha elegido el intervalo comprendido entre 450 rpm y 1500 rpm porque entre ellas está el punto de operación de máximo rendimiento de la turbina, y nos interesa medirlo con precisión.

(equipo n<sup>o</sup>: \_\_\_\_\_ )

x (mm)	n (rpm) orientativas	n (rpm) medidas	Presión manómetro (Kg/cm <sup>2</sup> ) ó (bar)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)
	≈ 450				
	≈ 600				
	≈ 750				
	≈ 900				
	≈ 1000				
	≈ 1100				
	≈ 1200				
	≈ 1300				
	≈ 1400				
	≈ 1500				
Embalamiento					0

Fig. 10: completaremos una tabla como ésta para cada x.

Mientras no se cambie la apertura del inyector (x) ni se modifiquen las válvulas del circuito, el caudal (Q) y la presión indicada por el manómetro tendrían que ser constantes en el tiempo, pero en realidad no es así. Por el comportamiento del motor-bomba que simula el salto de agua y por la falta de estabilidad de la red eléctrica estos valores fluctúan. Tomaremos nota de esas fluctuaciones aunque sean pequeñas.



Estos pequeños cambios harán que cambie la altura neta, que será ligeramente distinta en cada punto de operación medido.

Como se trata de simular un salto de agua de altura constante, mediante las **relaciones de semejanza** calcularemos los puntos homólogos a los medidos y que tengan, todos ellos, **una altura neta constante:  $H = 18,6 \text{ m}$**

A los valores homólogos a los obtenidos experimentalmente y correspondientes a  **$H = 18,6 \text{ m}$**  les llamaremos **“datos experimentales corregidos”**. Son los valores experimentales que habríamos obtenido para  $Q$ ,  $n$  y Par si la altura neta real hubiese sido constantemente:  **$H = 18,6 \text{ m}$**

Los datos obtenidos experimentalmente para cada una de las posiciones del inyector, se recogerán en las siguientes tablas:

x (mm) 1 vuelta	n (r.p.m.)	Presión manómetro $\approx 1,76 \text{ bar}$	Q ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	Par de freno (N·m)
1,5				
Embalamiento				cero

x (mm) 2 vueltas	n (r.p.m.)	Presión manómetro $\approx 1,76 \text{ bar}$	Q ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	Par de freno (N·m)
3				
Embalamiento				cero

x (mm) 3 vueltas	n (r.p.m.)	Presión manómetro $\approx 1,76 \text{ bar}$	Q ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	Par de freno (N·m)
4,5				
Embalamiento				cero

x (mm) 4 vueltas	n (r.p.m.)	Presión manómetro $\approx 1,76 \text{ bar}$	Q ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	Par de freno (N·m)
6				
Embalamiento				cero



<b>x</b> <b>(mm)</b> 5 vueltas	<b>n</b> <b>(r.p.m.)</b>	<b>Presión</b> <b>manómetro</b> <b>≈1,76 bar</b>	<b>Q</b> <b>(m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Par</b> <b>de</b> <b>freno</b> <b>(N·m)</b>
<b>7,5</b>				
Embalamiento				cero

<b>x</b> <b>(mm)</b> 6 vueltas	<b>n</b> <b>(r.p.m.)</b>	<b>Presión</b> <b>manómetro</b> <b>≈1,76 bar</b>	<b>Q</b> <b>(m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Par</b> <b>de</b> <b>freno</b> <b>(N·m)</b>
<b>9</b>				
Embalamiento				cero

<b>x</b> <b>(mm)</b> 7 vueltas	<b>n</b> <b>(r.p.m.)</b>	<b>Presión</b> <b>manómetro</b> <b>≈1,76 bar</b>	<b>Q</b> <b>(m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Par</b> <b>de</b> <b>freno</b> <b>(N·m)</b>
<b>10,5</b>				
Embalamiento				cero

<b>x</b> <b>(mm)</b> 8 vueltas	<b>n</b> <b>(r.p.m.)</b>	<b>Presión</b> <b>manómetro</b> <b>≈1,76 bar</b>	<b>Q</b> <b>(m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Par</b> <b>de</b> <b>freno</b> <b>(N·m)</b>
<b>12</b>				
Embalamiento				cero



<b>x</b> <b>(mm)</b> 9 vueltas	<b>n</b> <b>(r.p.m.)</b>	<b>Presión</b> <b>manómetro</b> <b>≈1,76 bar</b>	<b>Q</b> <b>(m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Par</b> <b>de</b> <b>freno</b> <b>(N·m)</b>
<b>13,5</b>				
Embalamiento				cero

<b>x</b> <b>(mm)</b> 10 vueltas	<b>n</b> <b>(r.p.m.)</b>	<b>Presión</b> <b>manómetro</b> <b>≈1,76 bar</b>	<b>Q</b> <b>(m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Par</b> <b>de</b> <b>freno</b> <b>(N·m)</b>
<b>15</b>				
Embalamiento				cero

<b>x</b> <b>(mm)</b> 11 vueltas	<b>n</b> <b>(r.p.m.)</b>	<b>Presión</b> <b>manómetro</b> <b>≈1,76 bar</b>	<b>Q</b> <b>(m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Par</b> <b>de</b> <b>freno</b> <b>(N·m)</b>
<b>16,5</b>				
Embalamiento				cero

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°: \_\_\_\_\_ )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
1,5																		
					cero				cero									

Q<sub>medio</sub>

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> /K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> /K <sub>c1</sub> 24

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°: \_\_\_\_\_ )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m														
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
3																			
					cero				cero										

Q<sub>medio</sub>

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> / K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> / K <sub>c1</sub> 24

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°: \_\_\_\_\_ )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m														
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
4,5																			
					cero				cero										

Q<sub>medio</sub>

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> / K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> / K <sub>c1</sub> 24



TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°: \_\_\_\_\_ )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
6																		
					cero				cero									

Q<sub>medio</sub>

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> / K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> / K <sub>c1</sub> 24

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°: \_\_\_\_\_ )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
7,5																		
					cero				cero									

Q<sub>medio</sub>

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> /K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> /K <sub>c1</sub> 24

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°: \_\_\_\_\_ )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
9																		
					cero				cero									

Q<sub>medio</sub>

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> / K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> / K <sub>c1</sub> 24

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°:   1   )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m														
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
10,5																			
					cero				cero										

Q<sub>medio</sub>

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> / K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> / K <sub>c1</sub> 24

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°: \_\_\_\_\_ )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m														
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
12																			
					cero				cero										

Q<sub>medio</sub>

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> / K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> / K <sub>c1</sub> 24

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°: \_\_\_\_\_ )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
13,5																		
					cero				cero									

Q<sub>medio</sub>

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> / K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> / K <sub>c1</sub> 24

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°: \_\_\_\_\_ )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
15																		
					cero				cero									

Q<sub>medio</sub>

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> /K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> /K <sub>c1</sub> 24

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°: \_\_\_\_\_ )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
16,5																		
					cero				cero									

Q<sub>medio</sub>

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> /K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> /K <sub>c1</sub> 24





## CONSTRUCCIÓN DE LAS TABLAS

Para cada  $x$  construiremos una tabla. Veamos cada una de ellas columna a columna.

Las cinco primeras columnas son los valores directamente medidos. El par lo medimos con la célula de carga que mide fuerza, pero ya está multiplicada por su brazo, que es una constante, y por tanto en el display aparece el “par de fuerzas” en (N·m).

### 6ª Columna:

Calculamos la altura neta ( $H$ ) mediante la expresión (2) ó (2') según el manómetro utilizado.

### 7ª Columna:

De los valores medidos hemos obtenido diversas alturas netas “ $H$ ”. Debido a las fluctuaciones en las medidas, en vez de obtener una sola “ $H$ ” obtenemos diversas, aunque muy parecidas.

Pues bien, corregimos estas medidas a las que habríamos obtenido si la altura neta hubiera sido rigurosamente constante e igual a  $H = 18,6$  m

A los valores de “ $n$ ”, “ $Q$ ”, y “par” así obtenidos les llamaremos “experimentales corregidos”, puntos homólogos.

Cálculo de la velocidad de rotación corregida:  $n(\text{homóloga})$ . Es la velocidad de la turbina que corresponde al punto homólogo al medido, pero con:  $H_{\text{homóloga}} = 18,6$  m

$$\frac{H_{\text{homóloga}}}{H} = \left( \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow \text{Obtenemos: } n_{\text{homóloga}}$$

### 8ª Columna:

El caudal del punto homólogo al medido y que corresponde a  $H_{\text{homóloga}} = 18,6$  m se obtiene:

$$\frac{Q_{\text{homólogo}}}{Q} = \frac{n_{\text{homólogo}}}{n} \Rightarrow \text{Obtenemos: } Q_{\text{homólogo}}$$

### 9ª Columna:

El par del punto homólogo:

$$\frac{\text{Pot}_{\text{homóloga}}}{\text{Pot}} = \left( \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^3 = \frac{\text{Par}_{\text{homóloga}}}{\text{Par}} \cdot \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \Rightarrow$$

$$\frac{\text{Par}_{\text{homólogo}}}{\text{Par}} = \left( \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow \text{Par}_{\text{homólogo}}$$

Ya tenemos los valores “experimentales corregidos”  $n_{\text{homólogo}}$ ,  $Q_{\text{homólogo}}$ ,  $\text{Par}_{\text{homólogo}}$ , todos ellos correspondientes a la altura neta  $H_{\text{homóloga}} = 18,6$  m



**A partir de ahora todos los cálculos se harán sobre estos valores, columnas 7, 8 y 9.**

10ª Columna:

Área de salida del inyector ( $S_x$ ) en  $\text{mm}^2$ , de la ecuación (5); la “x” se pondrá en mm.

11ª Columna:

Rendimiento del inyector, dato empírico, de la ecuación (4).

12ª Columna:

Coefficiente de velocidad  $K_{c1}$ , también es un dato empírico pues depende del anterior. De la ecuación (16).

13ª Columna:

Velocidad absoluta del chorro  $C_1$  en la vena contracta, que hemos aproximado a que es la misma que la inmediatamente anterior al choque. De la ecuación (15), siendo  $H = 18,6$  m

14ª Columna:

Diámetro del chorro en la vena contracta.

$$Q_{\text{medio}} = C_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$$

El caudal es el de la columna (8) “Q” (**en las unidades correctas**), pero no es único debido a las fluctuaciones inevitables en las medidas. Por eso utilizaremos el caudal medio de la columna “8” (en  $\text{m}^3/\text{s}$ ) para el cálculo del diámetro “ $d_0$ ”. ¡Cuidado con las unidades!

15ª Columna:

Coefficiente de contracción  $C_c$ , de la ecuación (6). ¡Cuidado con las unidades! Por simple lógica ha de ser ligeramente inferior a la unidad.

16ª Columna:

Potencia útil de la turbina ó potencia en el eje, de la ecuación (11).

17ª Columna:

Potencia neta, de la ecuación (10) calculada con el caudal medio de la columna “8”, y la altura neta:  $H = 18,6$  m

18ª Columna:

Rendimiento total de la turbina, de la ecuación (13).

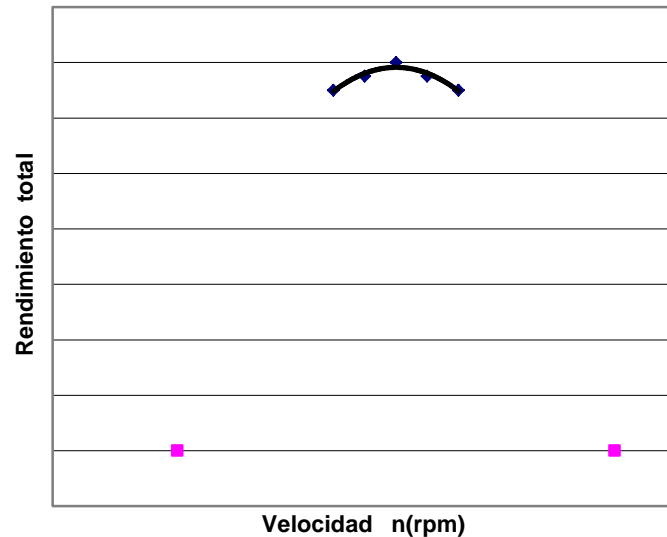
19ª Columna:

Rendimiento del rodete.  $\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{inyector}} \cdot \eta_{\text{rodete}}$

De esta ecuación se despeja el rendimiento del rodete.

20ª Columna:

Velocidad óptima de la turbina, correspondiente al rendimiento total máximo de la turbina. Las revoluciones al minuto a que debe girar la turbina para que sea máximo su rendimiento la obtenemos a posteriori. Lo normal es que no coincida con ninguno de los puntos experimentales corregidos. Saldrá interpolando “con sentido común” en la gráfica:



Los puntos a tener en cuenta para la interpolación no han de ser todos. Únicamente nos interesan los cercanos al máximo rendimiento y si hay algún valor díscolo que se sale de la pauta de los demás lo hemos de achacar a un error de medida, y lo lógico es no contar con él.

#### 21ª Columna:

“Coeficiente de velocidad de arrastre”  $K_{u1}$ , calculado en la situación de máximo rendimiento, con la velocidad de rotación deducida en la columna anterior.

$$K_{u1} = \left( \frac{u_1}{\sqrt{2gH}} \right)_{\eta(\text{máximo})} = \frac{\omega_{\eta(\text{máximo})} \cdot R}{\sqrt{2gH}}$$

El radio nominal del rodete es:  $R = 80 \text{ mm}$  y  $H = 18,6 \text{ m}$

#### 22ª Columna:

“Coeficiente de velocidad de embalamiento”  $K_{u\text{embalamiento}}$

$$K_{u\text{embalamiento}} = \frac{\omega_{\text{embalamiento}} \cdot R}{\sqrt{2gH}}$$

Precisamente el punto de embalamiento es uno de los medidos y corregido para  $H = 18,6 \text{ m}$

#### 23ª Columna:

El cociente entre:  $(K_{u1} / K_{C1})_{\eta(\text{total máximo})}$

En el supuesto de un choque elástico de una turbina ideal, daría (0,5). La experiencia dice que sale algo menor, ya que la turbina ha de girar a tal velocidad que la velocidad de los álabes  $U_1$  será algo menor que la mitad de la del chorro  $C_1$ .

#### 24ª Columna:

El cociente entre:  $(K_{u\text{embalamiento}} / K_{C1})$

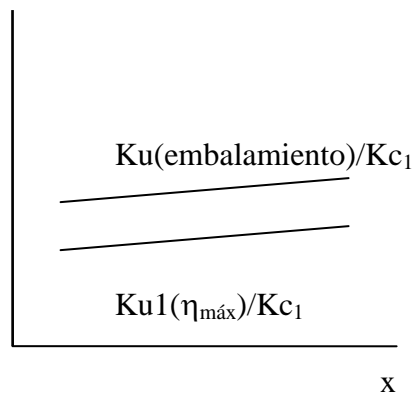
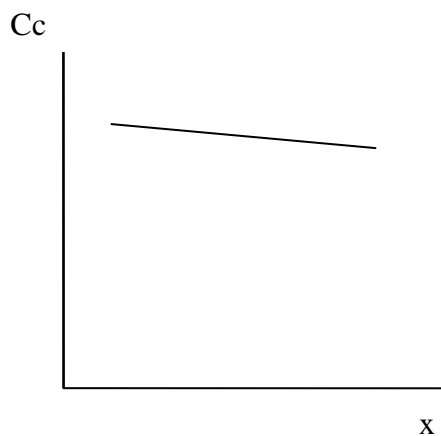
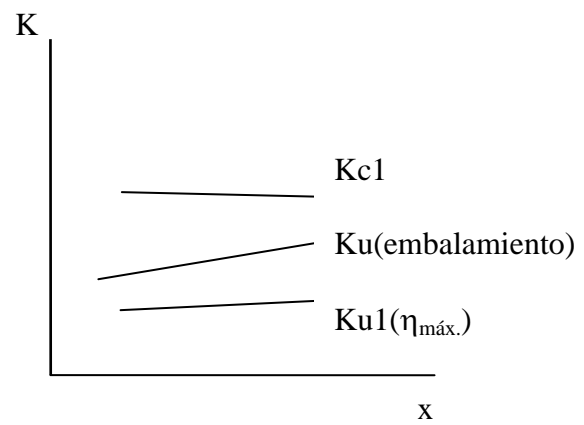
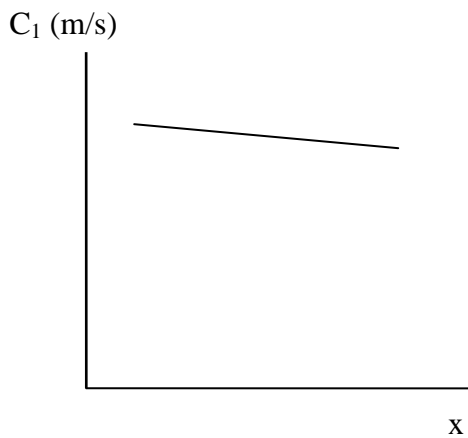
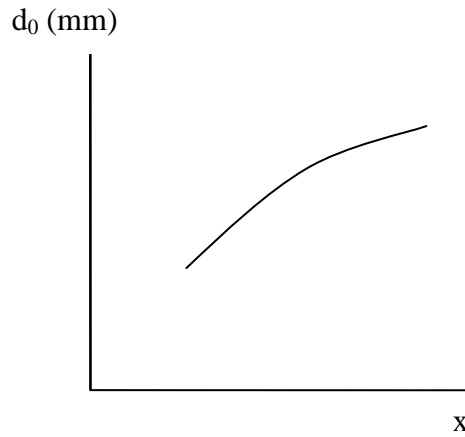
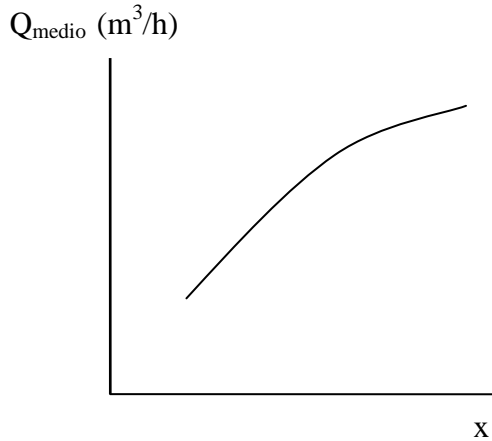
Si el rodete no fuera frenado por el aire ni cojinetes valdría 1, aunque en la práctica es menos, tanto menor cuanto mayor sea el cociente entre la potencia de freno al rodete (en el embalamiento) y la potencia del chorro. Como nuestra turbina es de muy pequeña potencia sale claramente inferior a la unidad, sobre todo en caudales pequeños.



# GRÁFICAS QUE HAY QUE REALIZAR

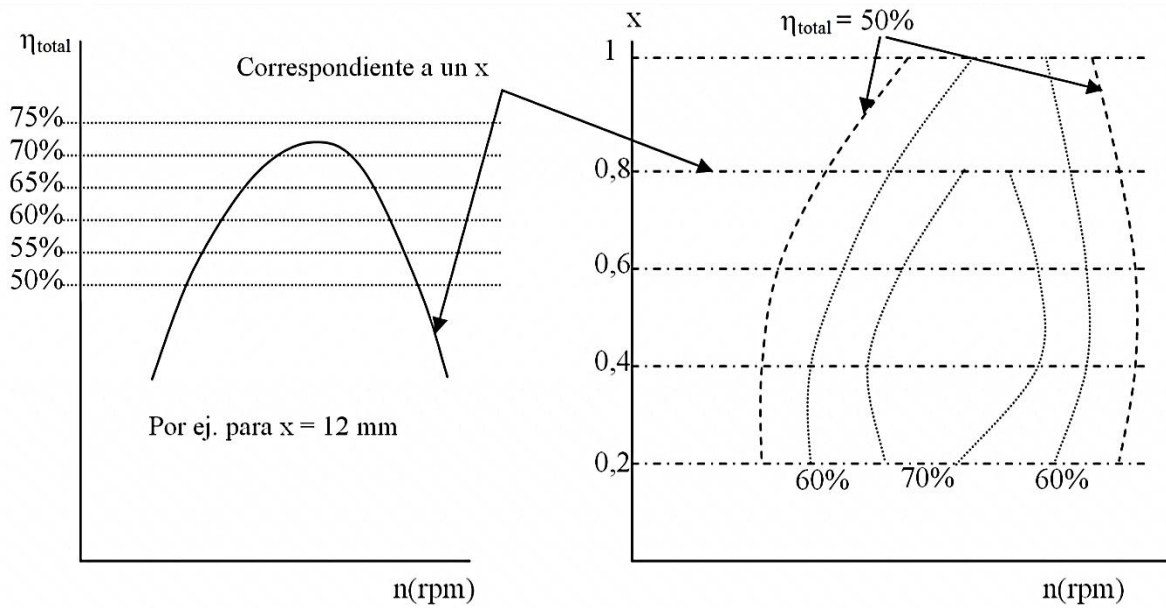
Se realizarán las siguientes gráficas:

1. En función de  $x$ :





2. Gráficas  $\eta_{total} - n$ , para cada  $x$ . Con estas gráficas se realizará la colina de rendimientos.



Los datos para construir la colina de rendimientos, el gráfico de la derecha, los tomaremos del gráfico anterior, de las intersecciones de las rectas:  $\eta_{total} = 0,7$  con la curva ajustada  $\eta_{total} - n(rpm)$ . Lo mismo con  $\eta_{total} = 0,6 - 0,5...$  y luego uniendo, aproximadamente, los puntos de igual rendimiento.

### Cálculo del número específico de revoluciones y de la velocidad específica adimensional

De la colina de rendimientos, intentaremos apreciar dónde está el rendimiento máximo, para qué “caudal” ( $x$  ó  $Q$ ) y para qué ( $n$ ). Sería como las coordenadas de la cima de la montaña. Ese punto de máximo rendimiento lo tomaríamos como el **punto de diseño** de la turbina.

Para el caso del rendimiento total, se observa en la colina de rendimientos que el punto de diseño de la turbina corresponde a un  $x = 15$  mm y a una velocidad de  $n = 1100$  rpm. Para el caso del rodete no realizaremos los cálculos por desconocer el caudal de diseño.

Con las características del punto de diseño calculamos la “**velocidad específica**”, en función de la potencia ( $n_s$ ; nº de Kammerer), y la velocidad específica adimensional ( $\omega_s$ ).

$n_s = \frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}(\text{CV } \text{ó} \text{ kW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}}$	(hay que especificar si la potencia se ha expresado en CV ó en kW)
punto de diseño, $\eta$ máx	

$\omega_s = \frac{\omega \left( \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right) \cdot \sqrt{\frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{\rho}}}{(g \cdot H_{\text{neta}})^{\frac{5}{4}}}$	punto de diseño, $\eta$ máx
--	-----------------------------



## TRABAJO A REALIZAR

- Completar las tablas de valores medidos y calculados.
- Realizar las gráficas.
- Cálculo del punto de diseño, del número específico de revoluciones y de la velocidad específica adimensional
- Comentarios e interpretación de los resultados.

Punto de diseño:

$$\left. \begin{array}{l}
 - n = \text{_____ rpm} \\
 - x = \text{_____} \\
 - H_{\text{neto}} = 18,6 \text{ m} \\
 - \eta_{\text{máx}} = \text{_____ \%}
 \end{array} \right\} \text{Pot}_{\text{eje}} = \text{_____ W} = \text{_____ CV}$$

$$n_s = \frac{n \text{ (rpm)} \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}} \text{ (CV)}}}{18,6^{\frac{5}{4}} \text{ m}} =$$

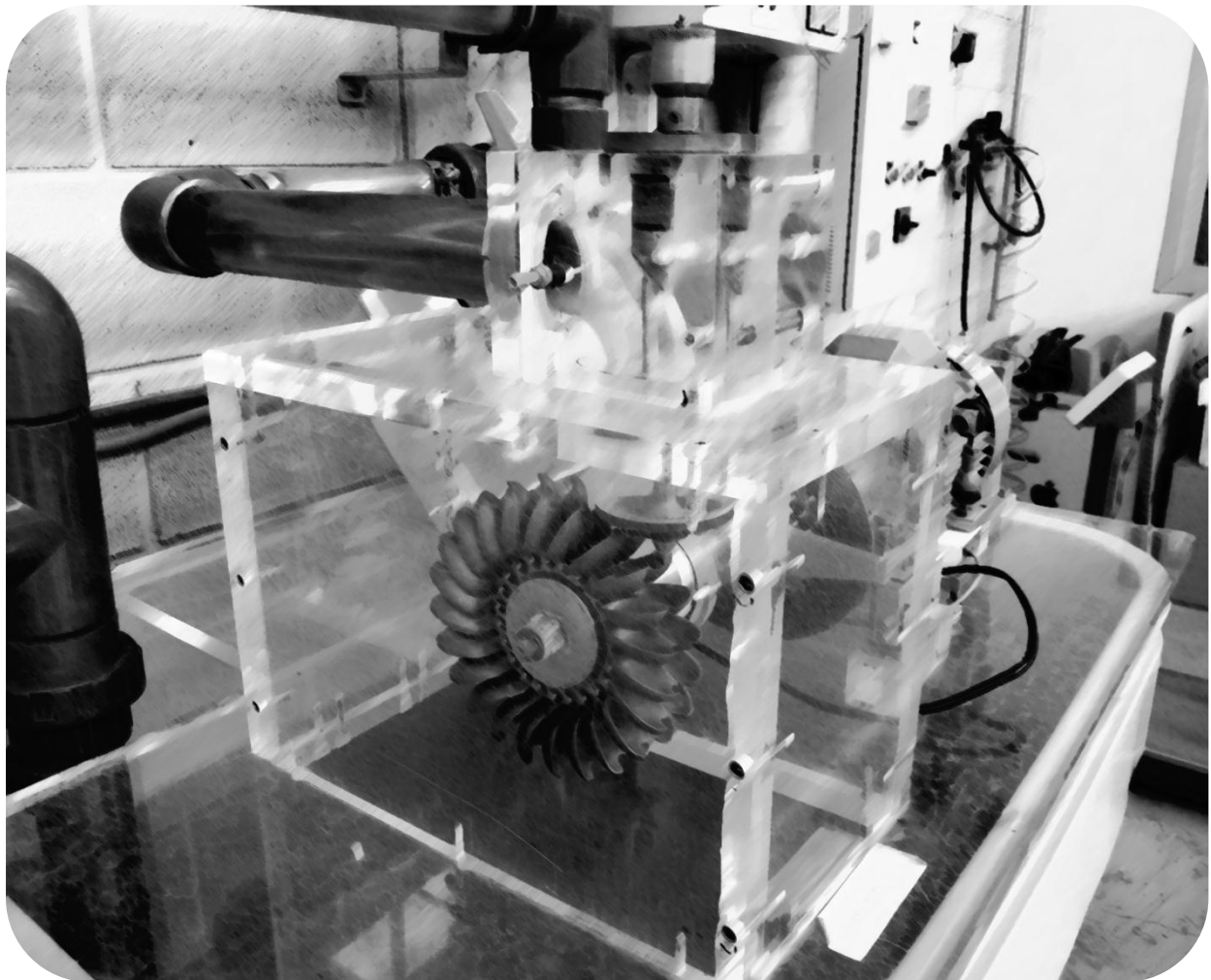
$$\omega_s = \frac{n \text{ (rpm)} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \sqrt{\frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{1000}}}{(9,8 \cdot 18,6)^{\frac{5}{4}}} =$$

**El trabajo presentado ha de ser personal de cada alumno.**

# PRÁCTICA 7

(Guión para el profesor)

## Estudio experimental de una turbina Pelton





## OBJETIVOS

- Determinar el coeficiente de contracción del chorro ( $C_c$ ) a la salida del inyector.
- Deducir experimentalmente las curvas de rendimiento del rodete ( $\eta_r$ ) y del rendimiento total de la turbina ( $\eta_t$ ) en función de la velocidad  $n$  (rpm) para diversos grados de apertura del inyector, con **altura neta** cte. en el entorno de  **$H \approx 18,6$  m**  
El salto de agua lo simularemos con una bomba centrífuga, en un circuito cerrado, como muestra la Fig. 1
- Dibujar las curvas de isorrendimiento, “**colinas de rendimiento**” (considerando el rendimiento total) en un diagrama ( $n, Q$ ) para una **altura neta uniforme** de  **$H = 18,6$  m**
- Determinar los diversos coeficientes de velocidad y a qué velocidad debe girar la turbina para obtener el máximo rendimiento total ( $\eta_t$ ), para diversos caudales y altura neta constante de  **$H = 18,6$  m**

## FUNDAMENTOS TEÓRICOS

La turbina Pelton es una turbina de acción, es decir, la energía potencial que posee el flujo de agua al entrar en la turbina se transforma en energía cinética y de presión íntegramente en el inyector. En consecuencia, el rodete sólo recibe energía cinética y la presión del flujo a la entrada y a la salida del mismo no cambia.

Las turbinas de acción no son radiales, semiaxiales, ni axiales, sino que forman una categoría especial, la de turbinas tangenciales. El agua se mueve en el rodete esencialmente en un plano tangencial.

Como en todas las restantes turbinas hidráulicas la potencia de la turbina Pelton se regula variando el caudal. En este caso se realiza por medio de una válvula de aguja controlada automáticamente en función de la carga por un servomotor de aceite a presión. Éste forma parte del sistema de regulación, cuya función consiste en mantener la igualdad de los pares motor y resistente, a fin de mantener un número constante de revoluciones, aunque varíe la carga o la altura neta de la turbina. El chorro entra en los álabes del rodete a la presión atmosférica, cede en ellos prácticamente toda su energía, y sale del rodete a velocidad mínima y a la presión atmosférica, cayendo por su propio peso al nivel de aguas abajo. Para evitar las salpicaduras el rodete está alojado en una caja o carcasa, en cuyo interior reina la presión atmosférica.

Las turbinas Pelton se clasifican por la posición del eje que mueven, pudiendo ser de eje horizontal (1 o 2 chorros por rodete) o de eje vertical (de 1 a 6 chorros en el rodete).

Estas turbinas son adecuadas para grandes alturas (100 – 2000 m) y pequeños caudales. Así pues, la potencia en la misma se consigue más por la altura que por el caudal. Su velocidad específica  $n_s$  resulta entonces baja: aproximadamente entre 10 y 30 con un solo inyector y hasta 75 con seis inyectores.



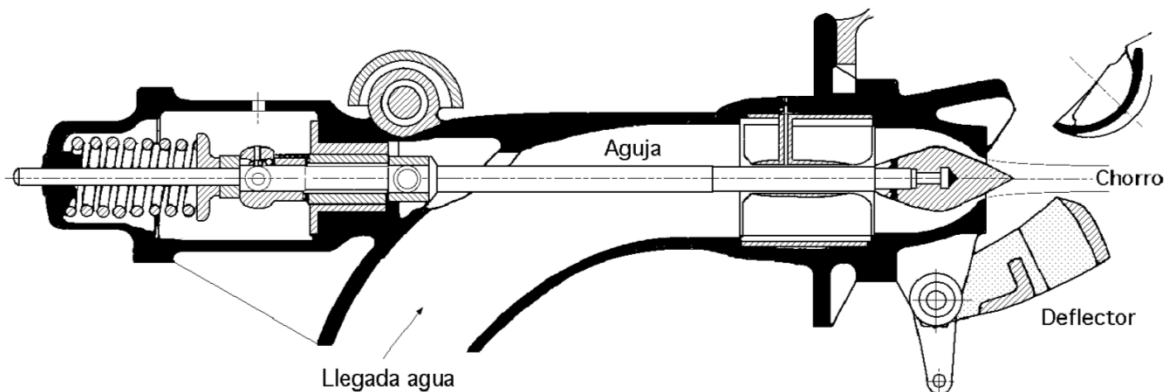
La turbina Pelton está formada por los siguientes componentes:

- Inyector:

El distribuidor de las turbinas Pelton se denomina inyector, y consta esencialmente de una tobera y de una válvula de aguja. En la tobera se acelera el agua, transformándose prácticamente toda la altura neta de la turbina en altura cinética del chorro (como corresponde a una turbina de acción), salvo las pérdidas en el inyector mismo. El inyector lleva en su interior una aguja de regulación, cuyo desplazamiento rectilíneo por medio de un servomotor entre dos posiciones límite de caudales nulo y máximo permite variar la carga de trabajo y por tanto la potencia de la turbina. Si la carga desciende bruscamente el inyector deberá cerrarse lentamente para evitar el golpe de ariete. El *deflector o pantalla deflectora* sirve para evitar el embalamiento cuando el inyector sigue abierto y la carga de la turbina es inferior a la que corresponde a la apertura del inyector. Para ello el deflector se hunde parcialmente en el chorro desviándolo total o parcialmente mientras la aguja ocupa una nueva posición. Las turbinas Pelton pueden estar compuestas por un inyector o por varios (hasta 6), a fin de incrementar el rango de trabajo ( $n_s$ ) y la potencia.



La turbina de esta práctica es de un único inyector y carece de pantalla deflectora.



- Rodete:

El rodete es sin lugar a dudas la pieza más importante de la turbina, pues es en este órgano donde se realiza el intercambio de energía entre el agua y la máquina. Consiste en una rueda libre sobre la que hay colocados una serie de álabes, de manera que el chorro de agua siempre incide sobre alguno de ellos, haciendo girar al rodete en su conjunto.



Los álabes tienen forma de cucharas, cada una dividida simétricamente en dos partes por una arista central. El chorro que incide en la mitad de la arista queda así dividido en dos partes, circulando por su cavidad y recorriendo casi un ángulo de 180° hasta la salida, contrarrestándose así los empujes axiales por cambio de dirección de los dos chorros.



El número y tamaño de las cucharas dependen del caudal y de la altura del salto de agua. Para un salto de agua grande y poco caudal ( $n_s$  bajo) harán falta muchas cucharas pequeñas. Para un salto pequeño y mucho caudal se requerirán cucharas más grandes y en menor número.

## MONTAJE EXPERIMENTAL

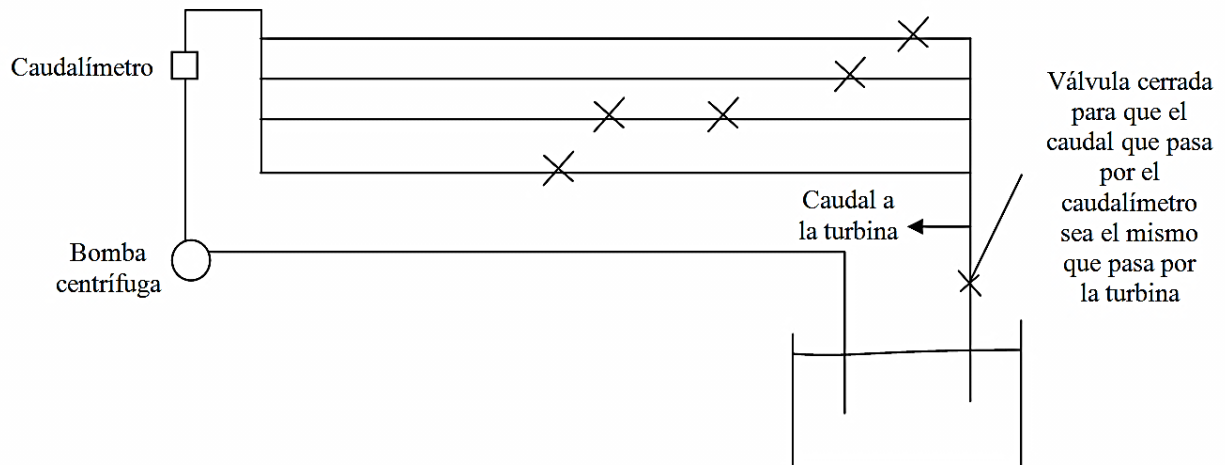


Fig. 1: Manejando alguna de las cinco válvulas que están en las cuatro tuberías horizontales en paralelo, simularemos una altura neta constante, aproximadamente, en la turbina.

## ALTURA NETA DE LA TURBINA

Por definición, ésta es la diferencia de alturas totales entre la entrada de la turbina y la salida.

$$H = \left( \frac{P}{\gamma} + z + \frac{V^2}{2g} \right)_{\text{entrada}} - \left( \frac{P}{\gamma} + z + \frac{V^2}{2g} \right)_{\text{salida}}$$

Como entrada a la turbina tomaremos la de entrada al inyector, un círculo de 51 mm de diámetro, y como salida se considera el punto de tangencia entre el eje del chorro, eje de la lanza o de la aguja del inyector, y la circunferencia nominal del rodete, en nuestro caso de 160 mm de diámetro.

En la figura 2 se aprecia que la entrada está a 237 mm por encima de la salida.

La turbina Pelton es de **acción**, por lo que la presión (relativa) del agua a la salida es cero, lo mismo que a la entrada del rodete, que es un chorro libre.

La “z” a la salida es cero, pues la tomamos como origen.

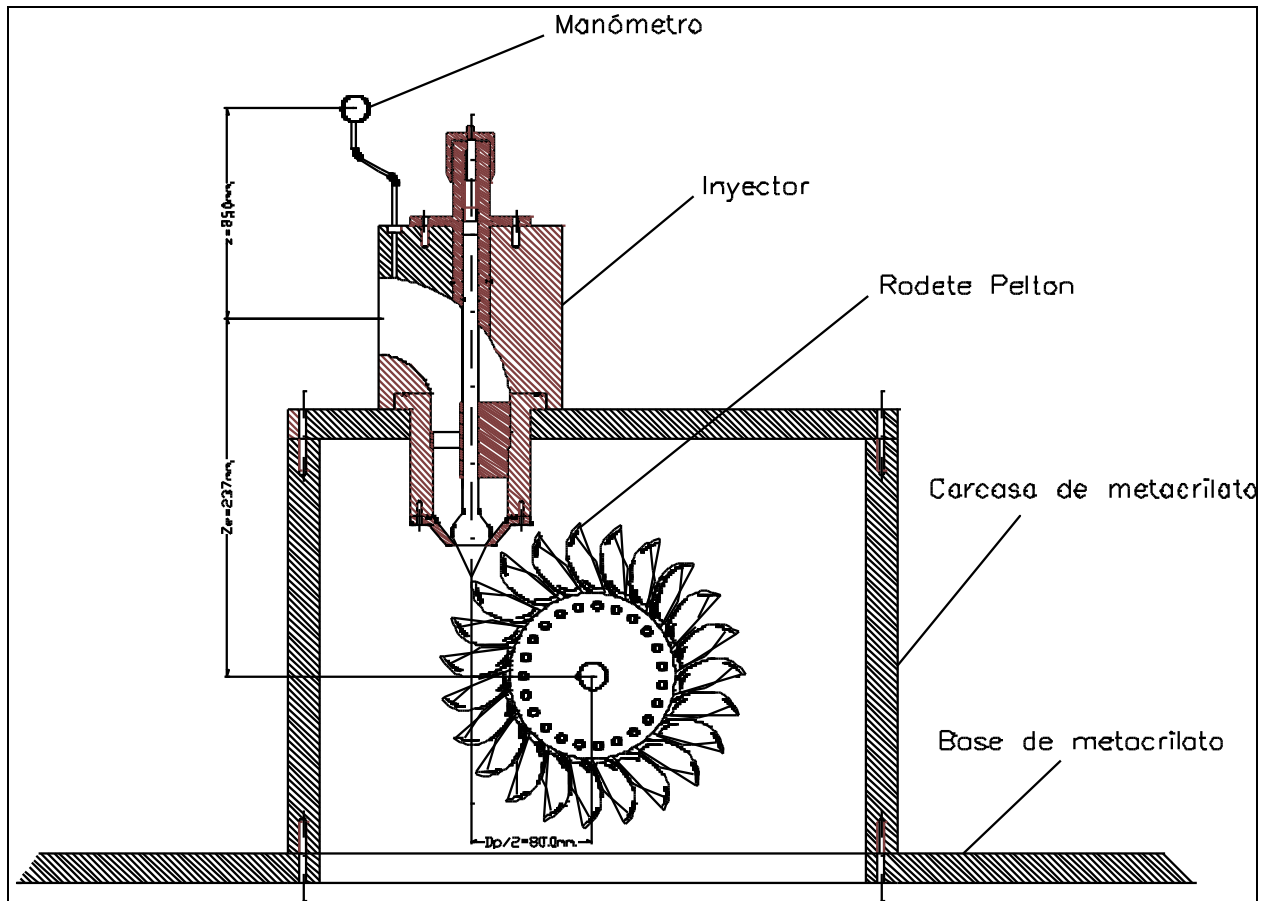


Fig. 2: Sección que incluye inyector y rodete. Se observa cómo la sección de entrada a la turbina (diámetro = 51 mm) está 237 mm por encima de la salida. El diámetro nominal del rodete Pelton es 160 mm. El manómetro conectado a la entrada de la turbina está colocado 250 mm por encima de dicha entrada.

La velocidad del agua a la salida no puede ser cero, pues si lo fuera, las cucharas o álabes del rodete chocarían con el agua que acaba de salir del álabe anterior, lo que frenaría al rodete. La velocidad ha de ser lo más pequeña posible siempre que evitemos este choque.

Además el agua saldrá, por cada punto del borde de salida de los álabes y en cada instante, a distinta velocidad, lo que hace imposible su medida. Como es pequeña, nos permite suponer que es cero en la definición de altura neta.

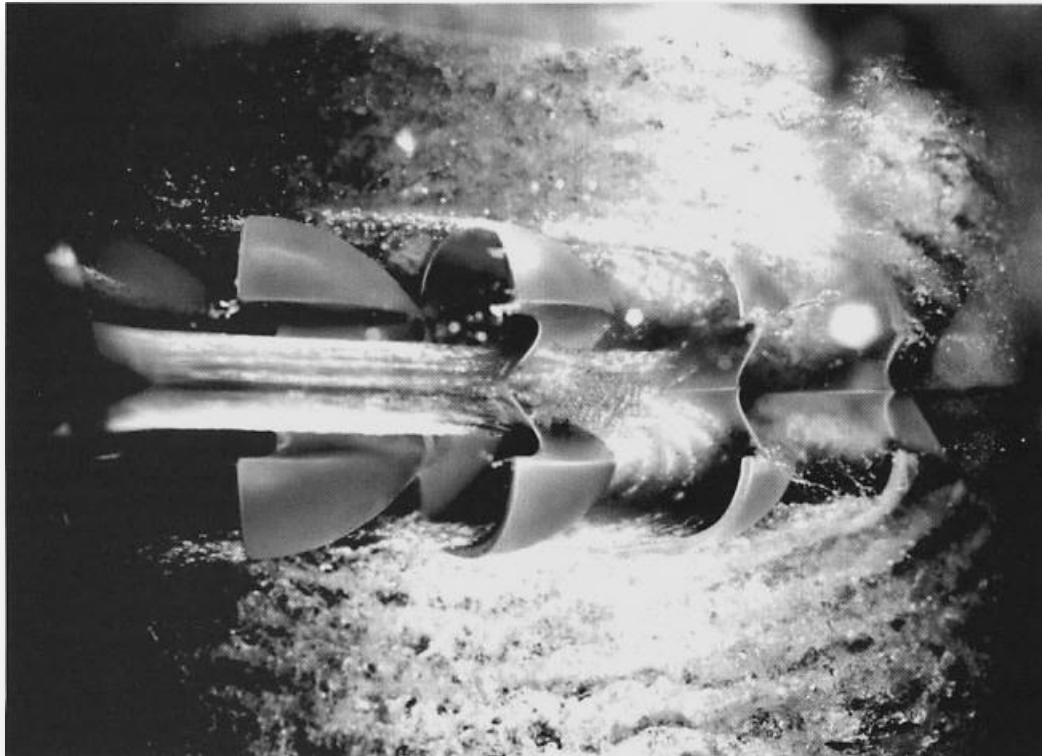


Fig. 3: Fotografía con iluminación estroboscópica donde se aprecian detalles del choque del agua con los álabes o cucharas.

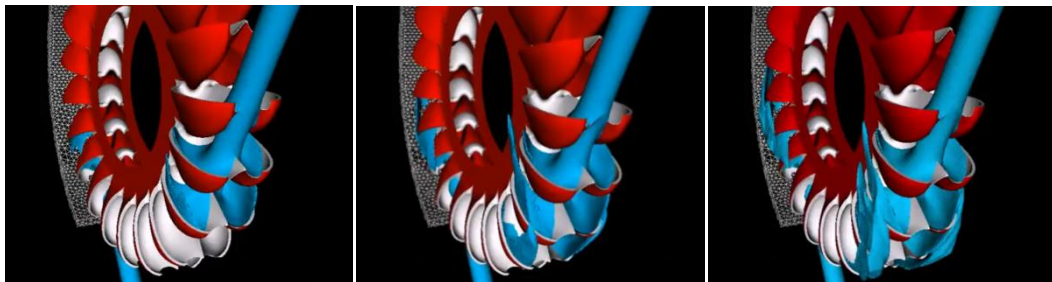


Fig.3.1: Imágenes de la simulación por ordenador de una turbina Pelton.

La presión a la entrada de la turbina la medimos con un manómetro (tipo Bourdon o con uno diferencial de diafragma) colocado 250 mm por encima de la entrada.

Expresión de la altura neta:

$$H = \frac{P_E}{\gamma} + \frac{V_E^2}{2 \cdot g} + Z_E = \frac{P_{\text{manómetro}}}{\gamma} + 0,25 + \frac{V_E^2}{2 \cdot g} + 0,237 \quad (1)$$

Dado que la presión del manómetro viene en  $\text{Kg/cm}^2$  ó en “bar”, según el manómetro empleado, y el caudal medido viene en  $\text{m}^3/\text{h}$ , podemos expresar:

$$H = 10 \cdot P_{\text{manó}} \left( \text{en } \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right) + 0,25 + 9,4 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 \left( \text{en } \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) + 0,237 \quad (2)$$



Y si la presión la medimos en “bar”:

$$H = 10,20 \cdot P_{\text{manó}}(\text{bar}) + 0,25 + 9,4 \cdot 10^{-4} \cdot Q^2 \left( \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right) + 0,237 \quad (2')$$

Como a lo largo de la experiencia hemos de mantener **H = cte.  $\approx 18'6$  m**, la presión del manómetro, que hemos de conseguir jugando con las válvulas del circuito hidráulico, la deduciremos de la ecuación (2) ó (2'), siendo para cada caudal distinta. Como indica la siguiente tabla:

Q (m <sup>3</sup> /h)	P(manómetro) <b>Kg/cm<sup>2</sup></b>	P(manómetro) <b>bar</b>
	para un altura neta H=18,6m	para un altura neta H=18,6m
4	1,81	1,77
5	1,81	1,77
6	1,81	1,77
7	1,81	1,77
8	1,81	1,77
9	1,80	<b>1,76</b>
10	1,80	<b>1,76</b>
11	1,80	<b>1,76</b>
12	1,80	<b>1,76</b>
13	1,80	<b>1,76</b>
14	1,79	1,75
15	1,79	1,75
16	1,79	1,75

Como la influencia del caudal en la presión del manómetro para mantener H cte. es pequeña, **realizaremos la práctica manteniendo constante la presión del manómetro en:**

$$\text{Presión del manómetro} = 1,8 \text{ Kg/cm}^2 = \mathbf{1,76 \text{ bar}}$$

Cuando estemos haciendo medidas, para una posición fija del inyector, la presión indicada por el manómetro oscilará, cambiará aleatoriamente, lo que nos obligaría a estar continuamente jugando con las válvulas. Para evitar esto tomaremos nota de la presión del manómetro en cada medida, anotando esos pequeños cambios caóticos.

Posteriormente transformaremos las medidas obtenidas, mediante las relaciones de semejanza, a las que habríamos obtenido si realmente la altura neta hubiera sido, rigurosamente, **18'6 m**.

## RENDIMIENTO DEL INYECTOR

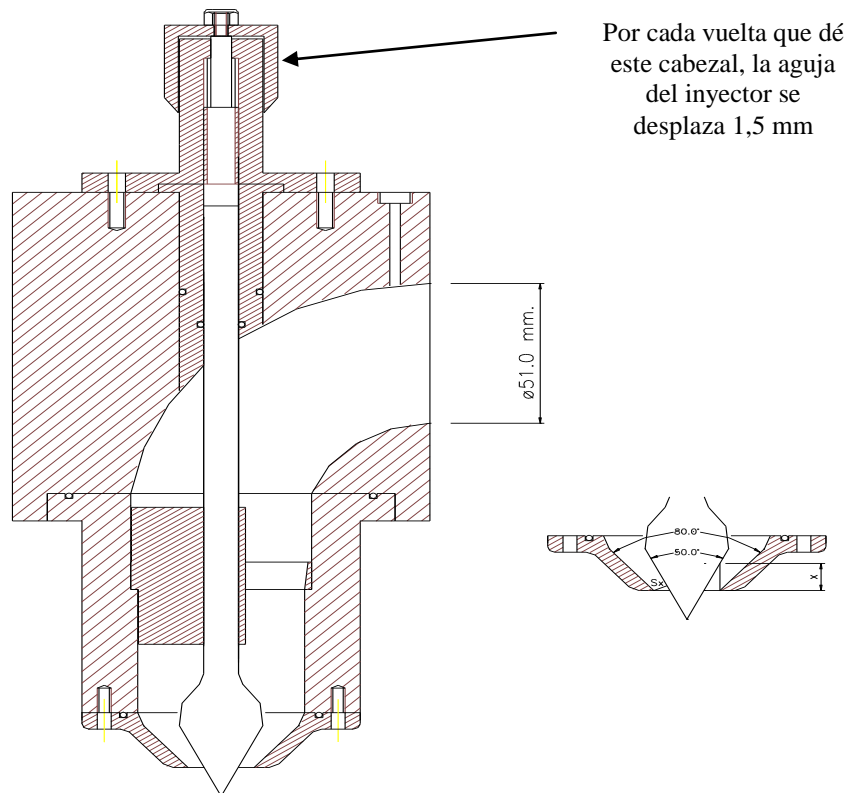
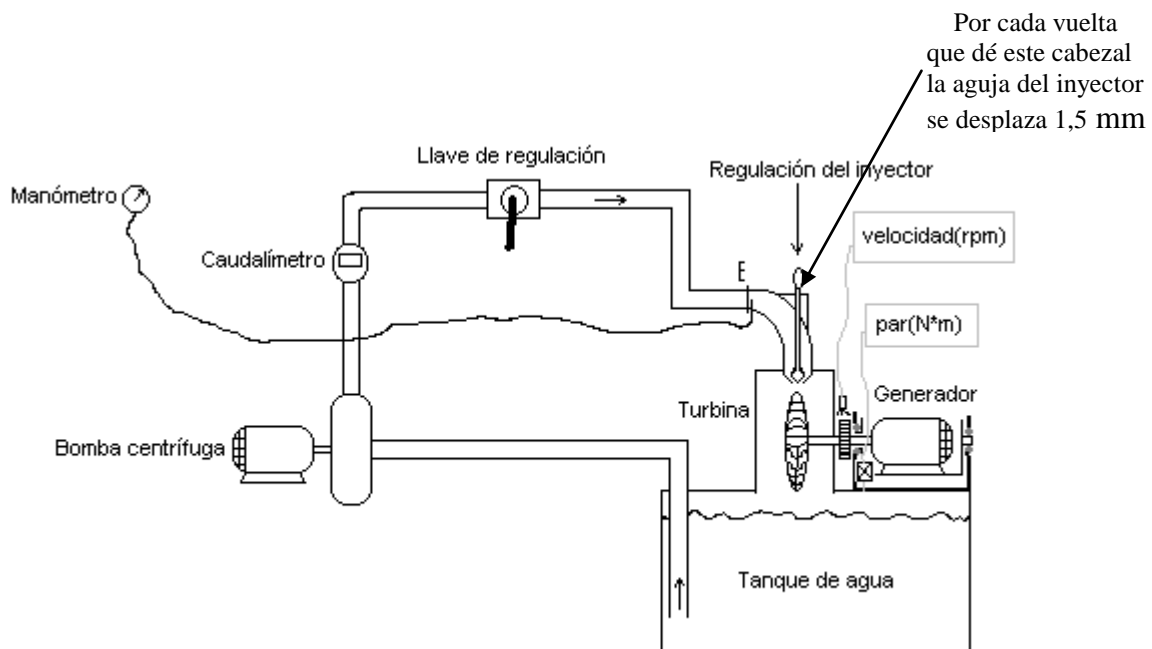


Fig. 4: La sección de entrada al inyector, y también a la turbina, sección E, tiene un área normal al flujo que corresponde a un diámetro  $D_E = 51$  mm. En esta sección está la toma piezométrica para el manómetro, situado 25 cm por encima de la entrada del inyector.



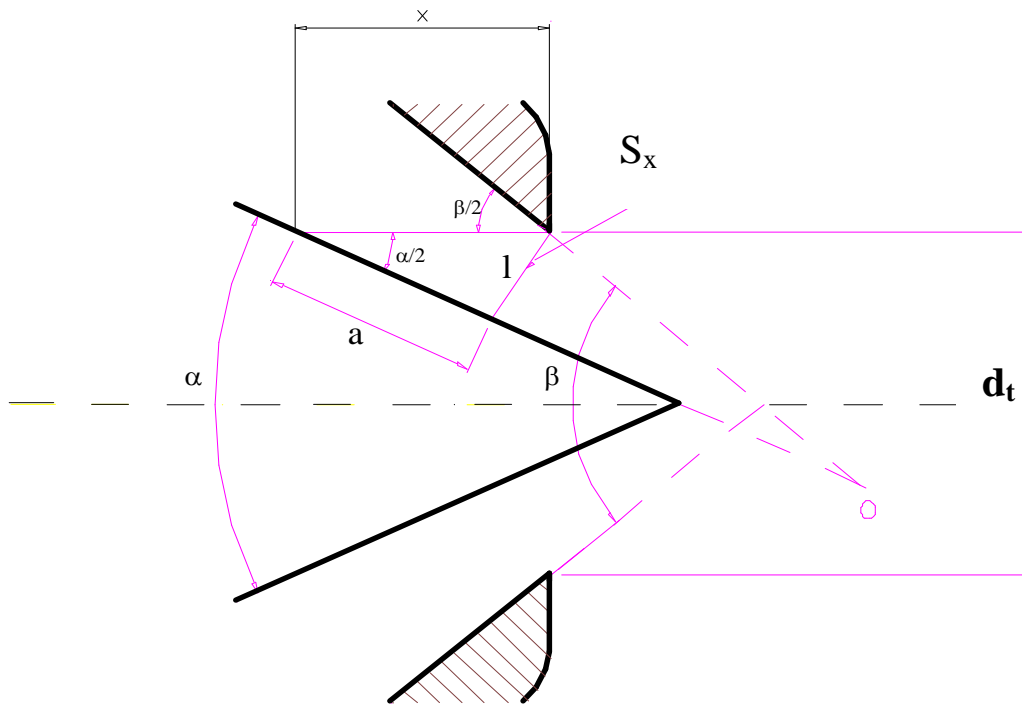
El rendimiento del inyector es una medida de las pérdidas energéticas, altura de pérdidas, entre la entrada del inyector y el chorro libre inmediatamente antes de impactar con los álabes. En nuestro caso incluye un codo a 90°, el paso por la tobera-aguja del inyector, y el rozamiento con el aire del pequeño tramo de chorro libre entre la salida de la tobera y el rodete.



Analíticamente queda definido: 
$$\eta_{\text{inyector}} = \frac{c_1^2}{H} = K_{c1}^2 \quad (3)$$

Siendo ( $C_1$ ) la velocidad absoluta del chorro inmediatamente antes de impactar con los álabes, la aproximaremos a la velocidad absoluta en la vena contracta, donde el diámetro del chorro es el más pequeño ( $d_o$ ) y está, aproximadamente, a una distancia ( $d_t$ ) aguas abajo de la tobera (ver figura 5).

### PARÁMETROS DEL INYECTOR



$\alpha$  = ángulo de la aguja del inyector =  $50^\circ$

$\beta$  = ángulo de la tobera del inyector =  $80^\circ$

$x$  = Desplazamiento de la aguja desde la posición de cierre total.

La  $x$  máxima es 16,5 mm (11° vuelta del micrómetro).

$d_t$  = 19,53 mm, diámetro de la tobera.

Paso de rosca en el eje de la lanza, o aguja = 1,5 mm

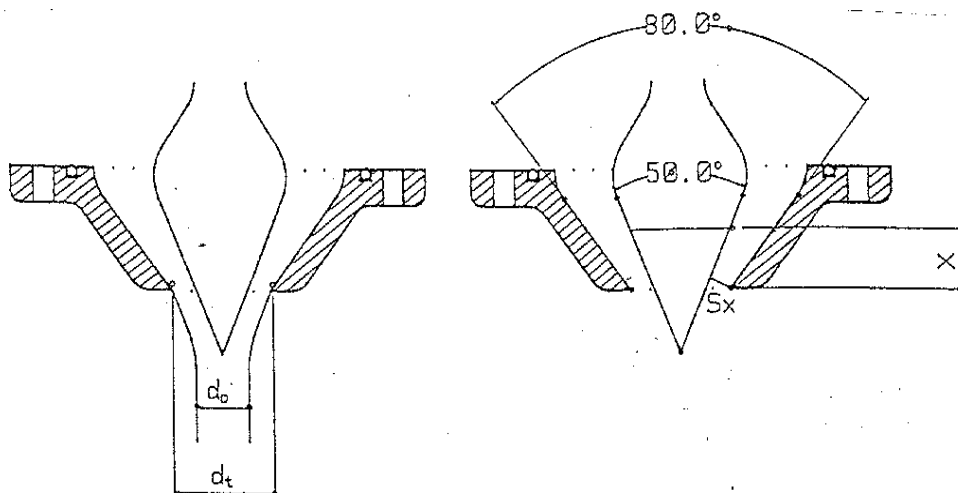
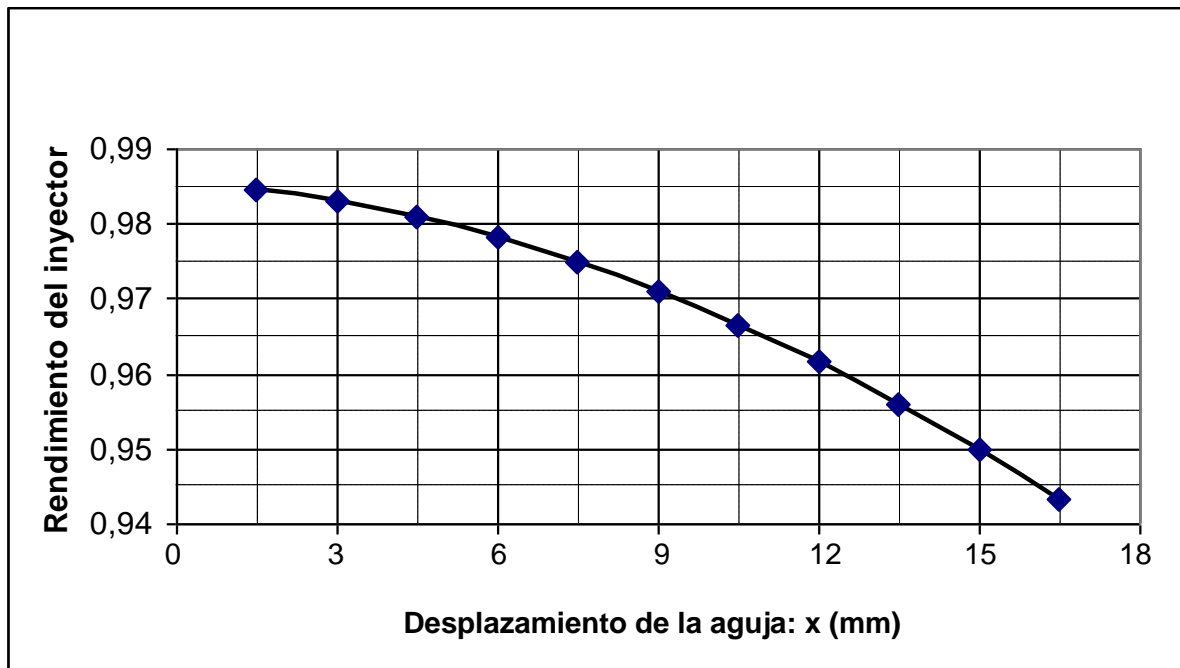


Fig. 5: Detalles de la tobera y aguja del inyector.

Para el rendimiento del inyector tomaremos unos valores empíricos deducidos de la experiencia, que son los siguientes:



$$\text{Rendimiento del inyector} = K_{cl}^2 = 0,985 - 0,042 \cdot (x / x_{m\acute{a}x})^{1,8} \quad (4)$$

La aguja del inyector forma parte de un eje roscado cuyo paso de rosca es 1,5 mm. Llamamos “x” al desplazamiento del inyector desde la posición cerrada. Si lo giramos dos vueltas:  $x = 3$  mm, si lo giramos 11 vueltas:  $x_{m\acute{a}x} = 16,5$  mm

Es lógico que el rendimiento del inyector disminuya al aumentar el caudal. En nuestro caso, cuando el inyector esté abierto  $x = 16,5$  mm, el caudal será casi cinco veces superior al que hay cuando está poco abierto  $x = 1,5$  mm, y en términos generales las pérdidas son proporcionales al cuadrado del caudal. Estas consideraciones justifican la forma aparentemente extraña que toma el  $\eta$  (inyector).

## DESARROLLO ANALÍTICO

Sección del chorro: llamamos  $S_x$  a la superficie normal al flujo en la salida de la tobera. Esta superficie es tronco-cónica, cuyo diámetro mayor es  $d_t$  y cuya generatriz es “l”, que junto con el vértice opuesto “o” forma un triángulo isósceles. Si la generatriz “l” la giramos respecto al eje del inyector, genera la superficie tronco-cónica de salida  $S_x$ .

Teniendo en cuenta que:  $S_x = l \cdot \pi \cdot D(l / 2)$

Siendo  $D(l / 2)$  el diámetro del centro geométrico de la generatriz “l”.

$$D(l / 2) = d_t - a \cdot \text{sen} \frac{\alpha}{2}$$

Y considerando el teorema del seno en el triángulo de lados “x” “l” “a”:





$$\frac{x}{\text{sen}\left[\pi - \frac{1}{2}\left(\pi - \frac{\beta - \alpha}{2}\right)\right]} = \frac{l}{\text{sen}\frac{\alpha}{2}} = \frac{a}{\text{sen}\left[\pi - \frac{1}{2}\left(\pi - \frac{\beta - \alpha}{2}\right) - \frac{\beta}{2}\right]}$$

Se obtiene para la sección normal:

$$S_x = \pi \cdot x \cdot \frac{\text{sen}\frac{\alpha}{2}}{\cos\frac{\beta - \alpha}{4}} \left\{ d_t - x \cdot \left( \text{sen}\frac{\alpha}{2} \right) \cdot \frac{\cos\frac{\beta + \alpha}{4}}{\cos\frac{\beta - \alpha}{4}} \right\} \tag{5}$$

x(mm)	S <sub>x</sub> (mm <sup>2</sup> )
0	0
1,5	38
3	74
4,5	108
6	140
7,5	169
9	196
10,5	222
12	245
13,5	265
15	284
16,5	300
18	315

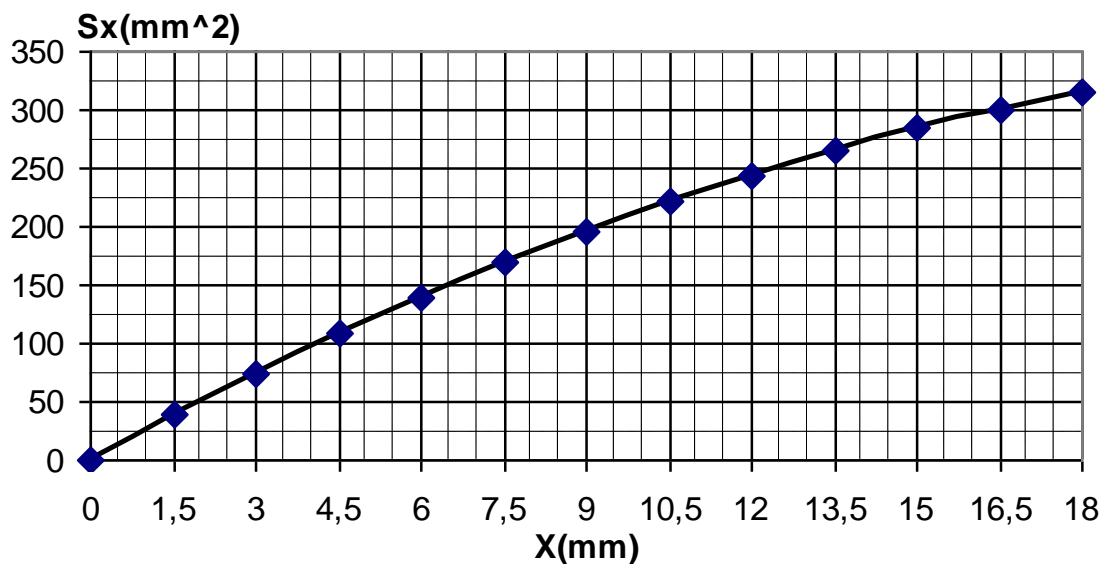


Fig. 6: Representación de la ecuación (5). El área de salida (S<sub>x</sub>) dejada por el inyector es función cuadrática del desplazamiento (x) de la aguja o lanza del inyector.



## COEFICIENTE DE CONTRACCIÓN

Entre la sección de salida del inyector ( $S_x$ ) y la sección del chorro ya formado  $\frac{\pi d_o^2}{4}$  (la vena contracta), hay una contracción definida por el **coeficiente de contracción  $C_c$** .

$$\text{Lógicamente } C_c < \approx 1 \quad C_c = \frac{\frac{\pi d_o^2}{4}}{S_x} \quad (6)$$

Este coeficiente de contracción depende del rendimiento del inyector. Veamos:

$$\eta_{\text{inyector}} = \frac{c_1^2}{H} \quad \Rightarrow \quad C_c = \sqrt{2gH\eta_{\text{inyector}}} \quad (7)$$

$$C_c = \frac{\frac{\pi d_o^2}{4}}{S_x} = \frac{C_c}{S_x} = \frac{Q}{S_x \sqrt{2gH\eta_{\text{inyector}}}} \quad (8)$$

Por tanto, para una altura neta y una apertura del inyector  $x$  dadas (con lo que el caudal queda determinado), el rendimiento del inyector impone el coeficiente de contracción, o viceversa.

Un ejemplo para entender esto bien:

En un punto de operación hemos medido los siguientes parámetros:

$$\begin{cases} P_{\text{manómetro}} = 1,78 \text{ Kg/cm}^2 \\ Q = 12,5 \text{ m}^3/\text{h} \\ x = 13,5 \text{ mm} \end{cases}$$

De la ecuación (2) obtenemos:  $H = 18,4 \text{ m}$

De la ecuación (5) obtenemos:  $S_x = 265,33 \text{ mm}^2$

De la ecuación (8) obtenemos:

$$C_c = \frac{12,5/3600}{265,33 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 18,4 \cdot \eta_{\text{inyector}}}}$$

$$C_c \cdot \sqrt{\eta_{\text{inyector}}} = 0,6885$$

Elegir uno de estos parámetros es, también, fijar el otro.

Evolución del chorro a la salida del inyector:

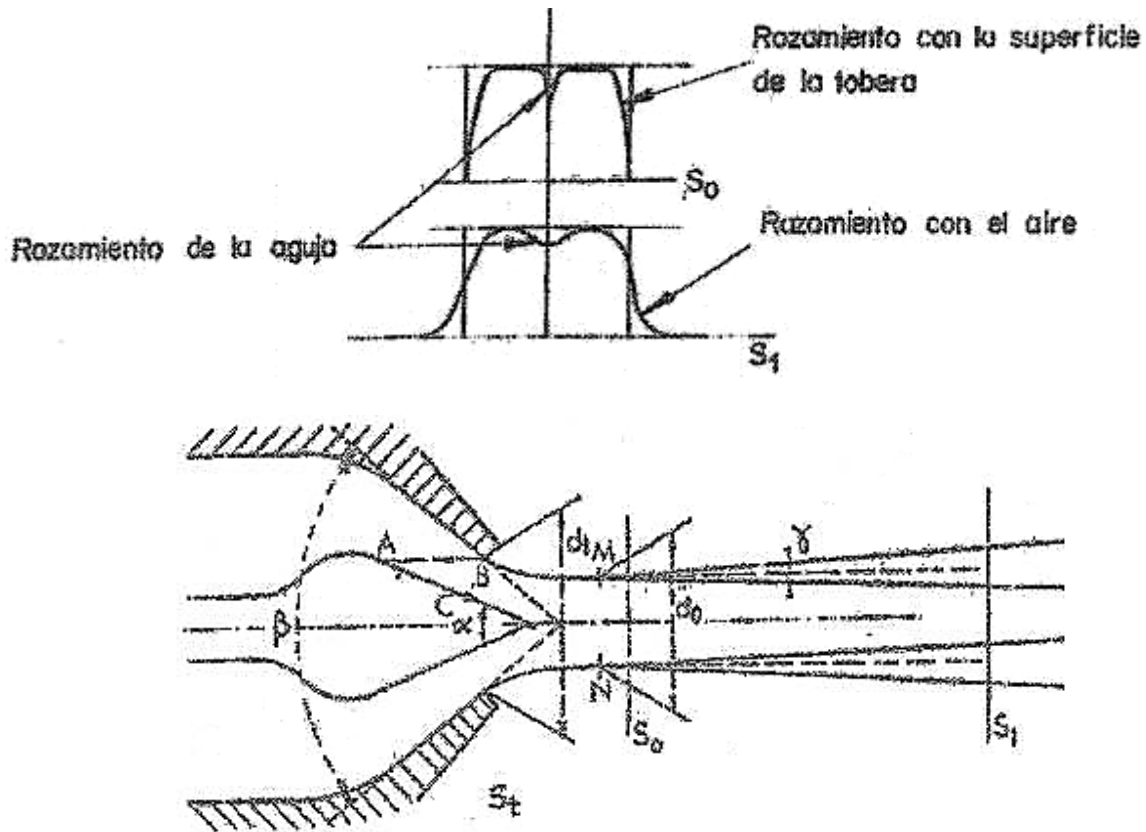


Fig. 7: Formado el chorro con un diámetro  $d_0$  en la vena contracta, comienza a formarse una emulsión con el aire, formándose como un tubo dentro del cual va el chorro líquido. Por otra parte el chorro no tiene velocidad uniforme, sino como la indicada en la figura.

La velocidad absoluta  $C_1$  es la del chorro en la vena contracta, donde el diámetro es  $d_0$ . Para la velocidad del chorro inmediatamente antes del impacto con los álabes haremos la aproximación de que también es  $C_1$ .

El caudal lo expresaremos:

$$Q = C_1 \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = C_1 \cdot S_x \cdot C_c \tag{9}$$

## POTENCIA NETA

Es la que el agua entrega a la turbina, la que pierde el flujo. Es la potencia que tiene el agua a la entrada de la turbina menos la que tiene a la salida (que la hemos aproximado a cero).

Analíticamente queda expresada:

$$\text{Pot. neta} = H \cdot Q \cdot \rho \cdot g \tag{10}$$

## POTENCIA ÚTIL

Es la potencia mecánica que nos entrega la turbina en su eje ( $\text{Pot}_{cje}$ ), el producto del “momento de fuerzas” que transmite el eje de la turbina al generador por su velocidad angular.

La velocidad angular la medimos mediante un sensor inductivo que detecta el paso de los dientes de una pequeña corona dentada que tiene el eje.

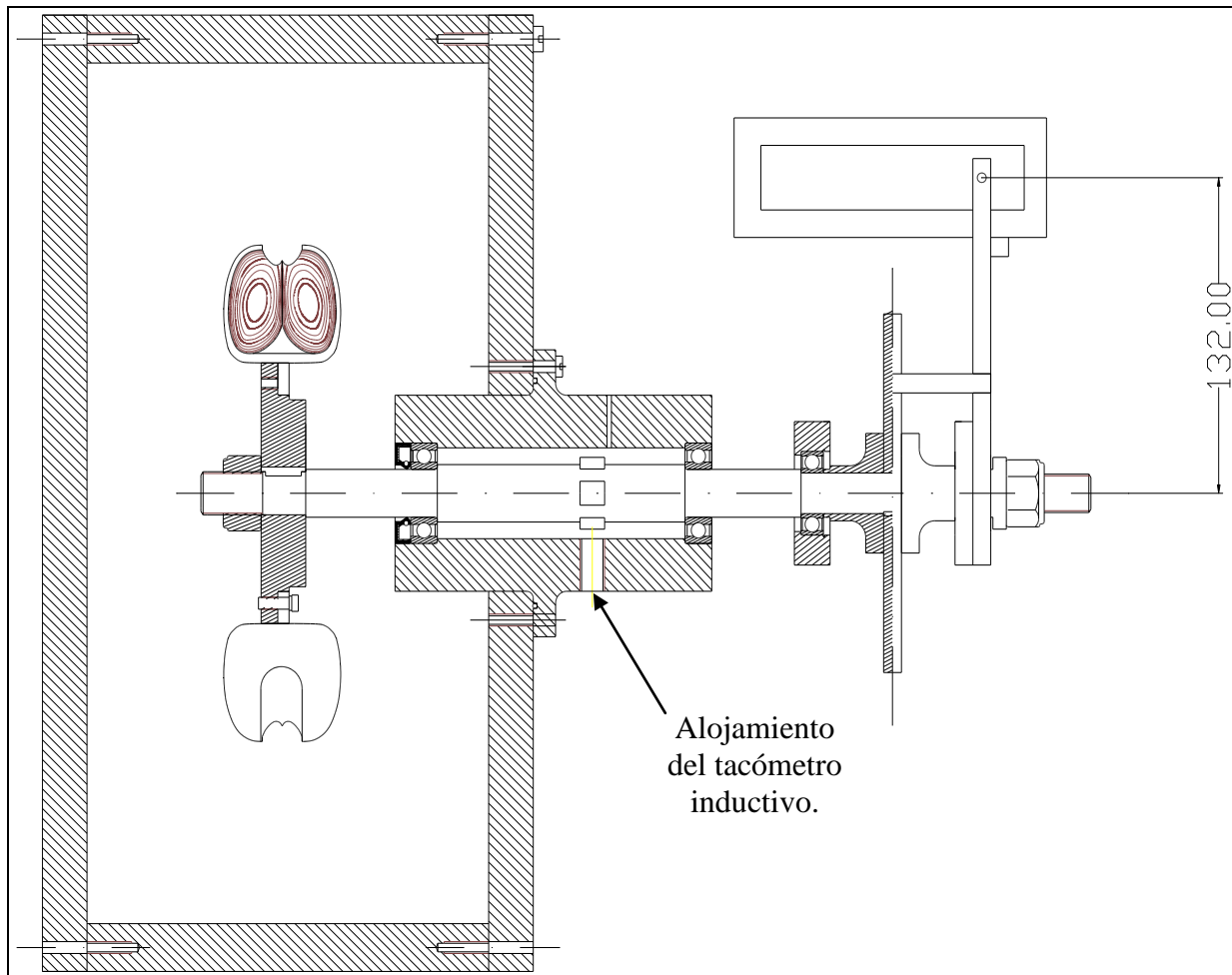


Fig. 8: Puede verse el alojamiento del sensor inductivo. La turbina está también preparada para ser frenada con zapatas en un disco de freno, pero lo haremos con un generador eléctrico coaxial situado a la derecha de esta figura, a continuación de ella, de modo que variando la frecuencia eléctrica generada controlamos la velocidad de la turbina durante el ensayo.

El “momento de fuerzas” se mide de la siguiente manera:

Coaxial a la turbina colocamos un generador eléctrico que absorbe todo el “par” del eje, y este generador está anclado en un columpio que también es coaxial con el eje de la turbina. El “par de fuerzas” exterior que se ha de hacer sobre el columpio para que no gire, para que no se desplace angularmente, es igual al “par” que entrega la turbina y absorbe el generador.

$$Pot_{\text{útil}} = Pot_{\text{eje}} = M \cdot \omega \quad (11)$$

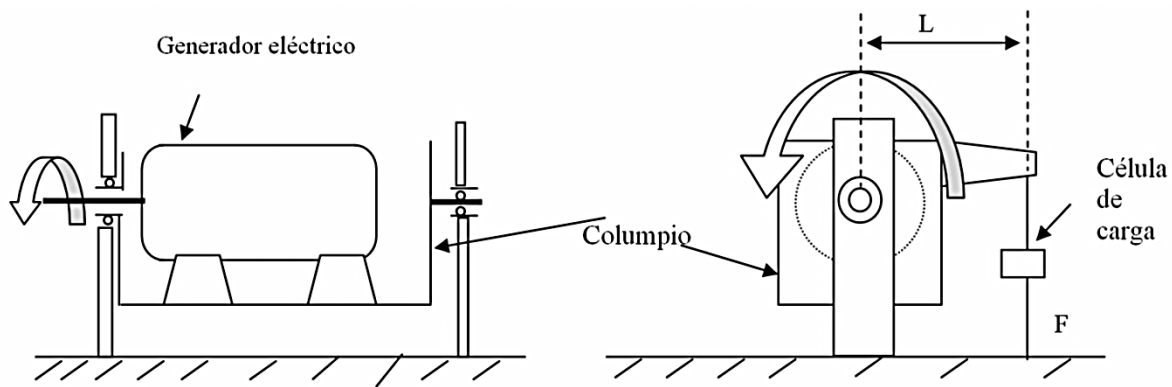


Fig. 9: Un esquema de cómo el generador eléctrico, que hace de freno a la turbina, está montado sobre el columpio. La fuerza (F) que mide la célula de carga, multiplicada por su mínima distancia al eje (L), nos da el par que transmite el eje (M).

## RENDIMIENTO DEL RODETE

Dado que hemos hecho la aproximación de que la velocidad absoluta ( $C_1$ ) en la vena contracta se mantiene en la pequeña longitud del chorro hasta el choque con los álabes, definimos el rendimiento del rodetes:

$$\eta(\text{rodetes}) = \frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{\text{Pot}_{\text{chorro-de-agua-que-impacta}}} = \frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{\frac{C_1^2}{2g} \cdot Q \cdot \rho \cdot g} \quad (12)$$

Incluye:

- 1- Las pérdidas en el choque del agua sobre los álabes, ya que no es un choque elástico.
- 2- La potencia que tiene el agua después de salir de los álabes, dado que sale con una pequeña velocidad, distinta en cada punto y en cada instante, y difícilísima de ser medida.
- 3- Las pérdidas por rozamiento del rodetes que gira sumergido en el aire, el cual le produce un considerable freno.
- 4- Las pérdidas en los cojinetes de la turbina.

## RENDIMIENTO TOTAL

Como es lógico ha de definirse:

$$\eta_{\text{total}} = \frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{\text{Pot}_{\text{neta}}} \quad (13)$$

Si todas las pérdidas están incluidas en las definiciones del rendimiento del inyector y del rodetes y éstos están bien definidos ha de cumplirse que:

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{iny}} \cdot \eta_{\text{rodetes}} \quad (14)$$

Comprobación:

$$\eta_{\text{iny}} \cdot \eta_{\text{rodetes}} = \frac{\frac{C_1^2}{2g}}{H} \frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{\frac{C_1^2}{2g} \cdot Q \cdot \rho \cdot g} = \frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{\text{Pot}_{\text{neta}}} = \eta_{\text{total}}$$

Por tanto están definidos coherentemente.



No se ha mencionado un posible rendimiento volumétrico, y esto es porque se supone que el rodete está bien diseñado y por tanto todo el caudal impacta con los álabes, con el rodete, y por tanto:  $\eta_{\text{volumétrico}} = 1$

Si el diseño se hubiera hecho con pocos álabes, una porción del chorro pasaría entre álabes y no impactaría con el rodete ( $\eta_{\text{volumétrico}} < 1$ ), pero éste no es nuestro caso, a menos que nos acerquemos al embalamiento.

## COEFICIENTES DE VELOCIDAD

Se definen como el cociente entre la velocidad, la que se considere en cada caso, dividida por  $(2gH)^{1/2}$ , siendo H la altura neta. Así:

$$K_{C1} = \frac{C_1}{\sqrt{2gH}} \quad (15)$$

Como fácilmente se comprueba, de (7):

$$K_{C1} = \sqrt{\eta_{\text{inyector}}} \quad (16)$$

$K_{U1}$  lo definimos de la misma manera, pero, en la situación de máximo rendimiento, refiriéndonos a cada posición del inyector:

$$K_{U1} = \left. \frac{U_1}{\sqrt{2gH}} \right\}_{\text{con-}\eta(\text{MÁXIMO})\text{-para-un-}(x)\text{-dado}} \quad (17)$$

Siendo  $U_1$  la velocidad del álabe referida al diámetro nominal

$$U_1 = \omega \cdot R_{\text{nominal del rodete}} \quad (18)$$

El radio nominal del rodete es 80 mm.

Al estudiar la turbina Pelton se vio, en teoría, en el supuesto de choque elástico, que la velocidad  $U_1$  tenía que ser la mitad de  $C_1$ ; la experiencia demuestra que se cumple:

$$U_1 \approx \frac{C_1}{2} \Rightarrow K_{U1} \approx \frac{K_{C1}}{2} \quad \frac{U_1}{C_1} = \frac{K_{U1}}{K_{C1}} \approx 0,5 \quad (19)$$

$$K_{U(\text{embalamiento})} \text{ queda definido:} \quad K_{U(\text{embalamiento})} = \frac{U_{\text{embalamiento}}}{\sqrt{2gH}} \quad (20)$$

Si la turbina se dejara libre, si el generador eléctrico no la frenara, es decir, **si el Par** transmitido por el eje fuera **cero**, la turbina estaría **embalada**.

Esta situación la conseguimos aumentando poco a poco la velocidad angular hasta que el Par sobre el columpio sea cero y la célula de carga no haga fuerza alguna. Si además el rodete no fuera frenado por el aire ni por los rozamientos mecánicos de cojinetes, se cumpliría en el embalamiento:  $U_{1(\text{embalamiento})} = C_1 \Rightarrow K_{U1(\text{embalamiento})} = K_{C1}$

En la práctica el rodete es frenado por el aire, y no poco, y por rozamientos mecánicos en los

cojinetes, por lo que:  $K_{U1(\text{embalamiento})} < K_{C1}$

La diferencia es una medida relativa del freno del rodete por el aire y cojinetes de la turbina.



## PARÁMETROS QUE HAN DE MEDIRSE

Se hará un conjunto de medidas para varias aperturas del inyector, en concreto para:

$$x = 1,5; 3; 4,5; 6; 7,5; 9; 10,5; 12; 13,5; 15; 16,5 \text{ mm}$$

Corresponden a 1 vuelta, 2, 3, 4,... hasta 11 vueltas de la aguja del inyector, partiendo del inyector cerrado.

Siempre con una presión en el manómetro de:

$$P_{\text{manómetro}} = 1,8 \text{ Kg/cm}^2 = 1,76 \text{ bar}$$

Para cada apertura del inyector (x) variaremos la velocidad de la turbina y tomaremos 11 valores distintos (aproximadamente). Lo haremos imponiendo diversas frecuencias a la corriente eléctrica producida por el generador, mediante un variador de frecuencia.

Se procurará experimentar, para cada posición del inyector (x), con las velocidades propuestas como orientativas, aunque en los cálculos se tendrán en cuenta las que realmente se hayan medido. Se añadirá la velocidad de embalamiento ( $M = 0$ ).

Se ha elegido el intervalo comprendido entre 450 rpm y 1500 rpm porque entre ellas está el punto de operación de máximo rendimiento de la turbina, y nos interesa medirlo con precisión.

(equipo n<sup>o</sup>: \_\_\_\_\_ )

x (mm)	n (rpm) orientativas	n (rpm) medidas	Presión manómetro (Kg/cm <sup>2</sup> ) ó (bar)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)
	≈ 450				
	≈ 600				
	≈ 750				
	≈ 900				
	≈ 1000				
	≈ 1100				
	≈ 1200				
	≈ 1300				
	≈ 1400				
	≈ 1500				
Embalamiento					0

Fig. 10: completaremos una tabla como ésta para cada x.

Mientras no se cambie la apertura del inyector (x) ni se modifiquen las válvulas del circuito, el caudal (Q) y la presión indicada por el manómetro tendrían que ser constantes en el tiempo, pero en realidad no es así. Por el comportamiento del motor-bomba que simula el salto de agua y por la falta de estabilidad de la red eléctrica estos valores fluctúan. Tomaremos nota de esas fluctuaciones aunque sean pequeñas.



Estos pequeños cambios harán que cambie la altura neta, que será ligeramente distinta en cada punto de operación medido.

Como se trata de simular un salto de agua de altura constante, mediante las **relaciones de semejanza** calcularemos los puntos homólogos a los medidos y que tengan, todos ellos, **una altura neta constante:  $H = 18,6 \text{ m}$**

A los valores homólogos a los obtenidos experimentalmente y correspondientes a  **$H = 18,6 \text{ m}$**  les llamaremos “**datos experimentales corregidos**”. Son los valores experimentales que habríamos obtenido para  $Q$ ,  $n$  y  $\text{Par}$  si la altura neta real hubiese sido constantemente:  **$H = 18,6 \text{ m}$**

Los datos obtenidos experimentalmente para cada una de las 11 posiciones del inyector, vienen recogidos en las siguientes tablas:

x (mm) 1 vuelta	n (r.p.m.)	Presión manómetro $\approx 1,76 \text{ bar}$	Q ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	Par de freno (N·m)
1,5	457	1,74	2,46	0,94
	594	1,74	2,47	0,84
	756	1,74	2,47	0,74
	897	1,74	2,47	0,62
	1000	1,74	2,47	0,52
	1108	1,73	2,47	0,42
	1198	1,73	2,47	0,31
	1308	1,73	2,47	0,15
	1400	1,73	2,47	0,02
	1494	1,73	2,48	-0,11
	Embalamiento → 1418	1,73	2,48	cero

x (mm) 2 vueltas	n (r.p.m.)	Presión manómetro $\approx 1,76 \text{ bar}$	Q ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	Par de freno (N·m)
3	449	1,76	4,80	2,08
	597	1,76	4,81	1,93
	746	1,76	4,81	1,78
	900	1,76	4,82	1,57
	1005	1,76	4,82	1,41
	1096	1,76	4,82	1,27
	1202	1,76	4,83	1,05
	1302	1,76	4,83	0,83
	1407	1,76	4,83	0,54
	1498	1,76	4,83	0,31
	Embalamiento → 1624	1,76	4,83	cero

x (mm) 3 vuelta	n (r.p.m.)	Presión manómetro $\approx 1,76 \text{ bar}$	Q ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	Par de freno (N·m)
4,5	450	1,72	6,82	3,05
	603	1,72	6,83	2,83
	746	1,72	6,83	2,63
	896	1,72	6,83	2,36
	993	1,72	6,83	2,16
	1098	1,72	6,83	1,92
	1205	1,72	6,83	1,63
	1305	1,72	6,83	1,33
	1406	1,72	6,84	0,97
	1494	1,72	6,84	0,66
	Embalamiento → 1695	1,72	6,84	cero

x (mm) 4 vuelta	n (r.p.m.)	Presión manómetro $\approx 1,76 \text{ bar}$	Q ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	Par de freno (N·m)
6	454	1,75	8,67	3,91
	602	1,75	8,68	3,68
	754	1,74	8,68	3,43
	898	1,74	8,68	3,09
	999	1,74	8,69	2,83
	1105	1,74	8,69	2,55
	1200	1,74	8,69	2,25
	1300	1,74	8,70	1,90
	1406	1,74	8,71	1,45
	1502	1,74	8,72	1,00
	Embalamiento → 1760	1,74	8,72	cero





<b>x</b> <b>(mm)</b> 5 vuelta	<b>n</b> <b>(r.p.m.)</b>	<b>Presión</b> <b>manómetro</b> <b>≈1,76 bar</b>	<b>Q</b> <b>(m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Par</b> <b>de</b> <b>freno</b> <b>(N·m)</b>
<b>7,5</b>	451	1,73	10,28	4,57
	598	1,73	10,28	4,31
	755	1,73	10,29	4,01
	900	1,73	10,29	3,67
	998	1,73	10,29	3,40
	1100	1,73	10,29	3,08
	1195	1,73	10,30	2,77
	1306	1,73	10,32	2,27
	1403	1,73	10,32	1,80
	1502	1,73	10,32	1,25
	Embalamiento → 1780	1,73	10,32	cero

<b>x</b> <b>(mm)</b> 6 vuelta	<b>n</b> <b>(r.p.m.)</b>	<b>Presión</b> <b>manómetro</b> <b>≈1,76 bar</b>	<b>Q</b> <b>(m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Par</b> <b>de</b> <b>freno</b> <b>(N·m)</b>
<b>9</b>	447	1,73	11,66	5,09
	601	1,73	11,66	4,81
	746	1,73	11,66	4,51
	903	1,73	11,67	4,13
	995	1,73	11,67	3,85
	1101	1,73	11,68	3,49
	1205	1,73	11,68	3,12
	1300	1,73	11,72	2,70
	1405	1,73	11,72	2,08
	1508	1,72	11,72	1,48
	Embalamiento → 1792	1,72	11,72	cero

<b>x</b> <b>(mm)</b> 7 vuelta	<b>n</b> <b>(r.p.m.)</b>	<b>Presión</b> <b>manómetro</b> <b>≈1,76 bar</b>	<b>Q</b> <b>(m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Par</b> <b>de</b> <b>freno</b> <b>(N·m)</b>
<b>10,5</b>	450	1,74	12,77	5,60
	603	1,74	12,77	5,25
	751	1,74	12,77	4,93
	904	1,74	12,78	4,49
	1002	1,74	12,78	4,21
	1102	1,74	12,78	3,87
	1202	1,74	12,78	3,46
	1303	1,74	12,79	2,94
	1397	1,74	12,79	2,39
	1507	1,74	12,79	1,67
	Embalamiento → 1812	1,74	12,79	cero

<b>x</b> <b>(mm)</b> 8 vuelta	<b>n</b> <b>(r.p.m.)</b>	<b>Presión</b> <b>manómetro</b> <b>≈1,76 bar</b>	<b>Q</b> <b>(m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Par</b> <b>de</b> <b>freno</b> <b>(N·m)</b>
<b>12</b>	452	1,74	13,73	6,01
	606	1,74	13,73	5,61
	750	1,74	13,74	5,31
	902	1,74	13,74	4,84
	1005	1,74	13,74	4,51
	1101	1,74	13,74	4,17
	1204	1,74	13,74	3,74
	1300	1,74	13,74	3,23
	1405	1,74	13,75	2,52
	1501	1,73	13,75	1,84
	Embalamiento → 1816	1,73	13,75	cero



<b>x</b> <b>(mm)</b> 9 vuelta	<b>n</b> <b>(r.p.m.)</b>	<b>Presión</b> <b>manómetro</b> <b>≈1,76 bar</b>	<b>Q</b> <b>(m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Par</b> <b>de</b> <b>freno</b> <b>(N·m)</b>
<b>13,5</b>	453	1,73	14,47	6,23
	604	1,73	14,47	5,87
	750	1,73	14,47	5,53
	903	1,73	14,48	5,10
	1004	1,73	14,48	4,73
	1101	1,73	14,49	4,37
	1200	1,73	14,49	3,97
	1303	1,73	14,49	3,32
	1405	1,73	14,49	2,65
	1501	1,72	14,49	1,95
	Embalamiento → 1818	1,72	14,49	cero

<b>x</b> <b>(mm)</b> 10 vuelta	<b>n</b> <b>(r.p.m.)</b>	<b>Presión</b> <b>manómetro</b> <b>≈1,76 bar</b>	<b>Q</b> <b>(m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Par</b> <b>de</b> <b>freno</b> <b>(N·m)</b>
<b>15</b>	450	1,73	15,06	6,50
	600	1,73	15,07	6,13
	753	1,73	15,07	5,76
	905	1,73	15,08	5,30
	1001	1,73	15,08	4,97
	1100	1,73	15,09	4,63
	1201	1,73	15,09	4,17
	1303	1,73	15,09	3,53
	1401	1,73	15,10	2,85
	1509	1,73	15,10	2,01
	Embalamiento → 1825	1,73	15,10	cero

<b>x</b> <b>(mm)</b> 10 vuelta	<b>n</b> <b>(r.p.m.)</b>	<b>Presión</b> <b>manómetro</b> <b>≈1,76 bar</b>	<b>Q</b> <b>(m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Par</b> <b>de</b> <b>freno</b> <b>(N·m)</b>
<b>16,5</b>	451	1,73	15,53	6,67
	602	1,73	15,53	6,30
	754	1,73	15,54	5,93
	903	1,73	15,54	5,48
	1006	1,73	15,54	5,11
	1100	1,73	15,54	4,76
	1199	1,73	15,54	4,30
	1301	1,73	15,55	3,66
	1405	1,73	15,55	2,89
	1507	1,73	15,55	2,07
	Embalamiento → 1831	1,73	15,55	cero

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°:   1   )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m														
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
1,5	1,74	457	2,46	0,94	18,24	461,5	2,48	0,96	38,1	0,984	0,992	18,94	6,83	0,962	46,39	126,4	36,70	37,30	
	1,74	594	2,47	0,84	18,24	599,8	2,49	0,86							54,02		42,74	43,43	
	1,74	756	2,47	0,74	18,24	763,4	2,49	0,75							59,96		47,44	48,21	
	1,74	897	2,47	0,62	18,24	905,8	2,49	0,63							59,76		47,28	48,05	
	1,74	1000	2,47	0,52	18,24	1009,8	2,49	0,53							56,05		44,34	45,06	
	1,73	1108	2,47	0,42	18,14	1121,9	2,50	0,43							50,52		39,97	40,62	
	1,73	1198	2,47	0,31	18,14	1213,1	2,50	0,32							40,65		32,16	32,68	
	1,73	1308	2,47	0,15	18,14	1324,5	2,50	0,15							20,81		16,46	16,73	
	1,73	1400	2,47	0,02	18,14	1417,6	2,50	0,02							2,97		2,35	2,39	
	1,73	1418	2,48	cero	18,14	1435,9	2,51	cero							cero		0	0	
							Q <sub>medio</sub> 2,496												

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo)	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo)	K <sub>u(embalamiento)</sub>	K <sub>u1</sub> /K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo)	K <sub>u(embalamiento)</sub> /K <sub>c1</sub>
20	21	22	23	24
850	0,373	0,630	0,376	0,635

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°:   1   )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m														
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
3	1,76	449	4,80	2,08	18,46	450,7	4,82	2,10	74,1	0,983	0,991	18,92	9,51	0,958	99,11	245,1	40,44	41,14	
	1,76	597	4,81	1,93	18,46	599,3	4,83	1,94							121,75		49,67	50,53	
	1,76	746	4,81	1,78	18,46	748,8	4,83	1,79							140,36		57,27	58,26	
	1,76	900	4,82	1,57	18,46	903,4	4,84	1,58							149,47		60,98	62,03	
	1,76	1005	4,82	1,41	18,46	1008,8	4,84	1,42							150,01		61,20	62,26	
	1,76	1096	4,82	1,27	18,46	1100,1	4,84	1,28							147,45		60,16	61,20	
	1,76	1202	4,83	1,05	18,46	1206,5	4,85	1,06							133,93		54,64	55,58	
	1,76	1302	4,83	0,83	18,46	1306,9	4,85	0,84							114,96		46,90	47,71	
	1,76	1407	4,83	0,54	18,46	1412,3	4,85	0,54							79,86		32,58	33,14	
	1,76	1498	4,83	0,31	18,46	1503,7	4,85	0,31							48,81		19,91	20,25	
	1,76	1624	4,83	cero	18,46	1630,1	4,85	cero							cero		0	0	
							Q <sub>medio</sub> 4,841												

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> /K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> /K <sub>c1</sub> 24
983	0,431	0,715	0,435	0,721

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°: 1 )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
4,5	1,72	450	6,82	3,05	18,07	456,5	6,92	3,14	107,9	0,981	0,990	18,90	11,39	0,944	150,11	351,0	42,77	43,60
	1,72	603	6,83	2,83	18,07	611,8	6,93	2,91							186,44		53,12	54,15
	1,72	746	6,83	2,63	18,07	756,9	6,93	2,71							214,80		61,20	62,39
	1,72	896	6,83	2,36	18,07	909,0	6,93	2,43							231,31		65,90	67,18
	1,72	993	6,83	2,16	18,07	1007,5	6,93	2,22							234,22		66,73	68,02
	1,72	1098	6,83	1,92	18,07	1114,0	6,93	1,98							230,98		65,80	67,07
	1,72	1205	6,83	1,63	18,07	1222,5	6,93	1,68							215,07		61,27	62,46
	1,72	1305	6,83	1,33	18,07	1324,0	6,93	1,37							189,95		54,12	55,17
	1,72	1406	6,84	0,97	18,07	1426,5	6,94	1,00							149,38		42,56	43,38
	1,72	1494	6,84	0,66	18,07	1515,7	6,94	0,68							107,93		30,75	31,35
1,72	1695	6,84	cero	18,07	1719,7	6,94	cero	cero	0	0								

Q<sub>medio</sub>  
6,932

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> /K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> /K <sub>c1</sub> 24
1018	0,447	0,755	0,452	0,763

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°:   1   )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
6	1,75	454	8,67	3,91	18,41	456,3	8,71	3,95	139,6	0,978	0,989	18,88	12,81	0,923	188,74	443,4	42,57	43,53
	1,75	602	8,68	3,68	18,41	605,1	8,72	3,72							235,72		53,16	54,36
	1,74	754	8,68	3,43	18,31	759,9	8,75	3,48							276,93		62,46	63,87
	1,74	898	8,68	3,09	18,31	905,1	8,75	3,14							297,62		67,12	68,63
	1,74	999	8,69	2,83	18,31	1006,9	8,76	2,87							302,62		68,25	69,79
	1,74	1105	8,69	2,55	18,31	1113,7	8,76	2,59							302,06		68,12	69,65
	1,74	1200	8,69	2,25	18,31	1209,5	8,76	2,29							290,05		65,41	66,88
	1,74	1300	8,70	1,90	18,31	1310,2	8,77	1,93							264,80		59,72	61,06
	1,74	1406	8,71	1,45	18,31	1417,1	8,78	1,47							218,15		49,20	50,31
	1,74	1502	8,72	1,00	18,31	1513,8	8,79	1,02							161,70		36,47	37,29
	1,74	1760	8,72	cero	18,31	1773,9	8,79	cero							cero		0	0
							Q <sub>medio</sub> 8,758											

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> /K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> /K <sub>c1</sub> 24
1040	0,456	0,778	0,461	0,787

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°:   1   )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
7,5	1,73	451	10,28	4,57	18,23	455,6	10,38	4,66	169,1	0,974	0,987	18,84	13,97	0,906	222,33	526,6	42,22	43,35
	1,73	598	10,28	4,31	18,23	604,0	10,38	4,40							278,30		52,85	54,26
	1,73	755	10,29	4,01	18,23	762,6	10,39	4,09							326,62		62,02	63,68
	1,73	900	10,29	3,67	18,23	909,1	10,39	3,74							356,05		67,61	69,41
	1,73	998	10,29	3,40	18,23	1008,1	10,39	3,47							366,32		69,56	71,42
	1,73	1100	10,29	3,08	18,23	1111,1	10,39	3,14							365,35		69,38	71,23
	1,73	1195	10,30	2,77	18,23	1207,1	10,40	2,83							357,73		67,93	69,74
	1,73	1306	10,32	2,27	18,23	1319,2	10,42	2,32							320,50		60,86	62,48
	1,73	1403	10,32	1,80	18,23	1417,2	10,42	1,84							273,07		51,85	53,23
	1,73	1502	10,32	1,25	18,23	1517,2	10,42	1,27							201,78		38,32	39,34
1,73	1780	10,32	cero	18,23	1798,0	10,42	cero	cero	0	0								
							Q <sub>medio</sub> 10,400											

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> /K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> /K <sub>c1</sub> 24
1062	0,466	0,789	0,472	0,799

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°:   1   )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
9	1,73	447	11,66	5,09	18,26	451,1	11,777	5,18	196,4	0,971	0,985	18,81	14,90	0,888	244,70	597,6	40,95	42,17
	1,73	601	11,66	4,81	18,26	606,6	11,77	4,90							311,26		52,09	53,65
	1,73	746	11,66	4,51	18,26	752,9	11,77	4,59							361,89		60,56	62,37
	1,73	903	11,67	4,13	18,26	911,4	11,78	4,21							401,81		67,24	69,25
	1,73	995	11,67	3,85	18,26	1004,2	11,78	3,92							412,23		68,98	71,04
	1,73	1101	11,68	3,49	18,26	1111,2	11,79	3,55							413,09		69,12	71,18
	1,73	1205	11,68	3,12	18,26	1216,2	11,79	3,18							405,01		67,77	69,79
	1,73	1300	11,72	2,70	18,26	1312,1	11,83	2,75							377,86		63,23	65,11
	1,73	1405	11,72	2,08	18,26	1418,0	11,83	2,12							314,80		52,68	54,25
	1,72	1508	11,72	1,48	18,16	1526,2	11,86	1,52							242,93		40,65	41,86
1,72	1792	11,72	cero	18,16	1813,6	11,86	cero	cero	0	0								
						Q <sub>medio</sub> 11,803												

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> /K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> /K <sub>c1</sub> 24
1075	0,472	0,796	0,479	0,808



TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°:   1   )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
10,5	1,74	450	12,77	5,60	18,39	452,6	12,84	5,66	221,5	0,967	0,983	18,77	15,56	0,858	268,26	650,7	41,23	42,64
	1,74	603	12,77	5,25	18,39	606,4	12,84	5,31							337,20		51,82	53,59
	1,74	751	12,77	4,93	18,39	755,3	12,84	4,99							394,68		60,65	62,72
	1,74	904	12,78	4,49	18,39	909,1	12,85	4,54							432,21		66,42	68,69
	1,74	1002	12,78	4,21	18,39	1007,7	12,85	4,26							449,54		69,08	71,44
	1,74	1102	12,78	3,87	18,39	1108,3	12,85	3,91							453,80		69,74	72,12
	1,74	1202	12,78	3,46	18,39	1208,8	12,85	3,50							443,05		68,09	70,41
	1,74	1303	12,79	2,94	18,39	1310,4	12,86	2,97							407,56		62,63	64,77
	1,74	1397	12,79	2,39	18,39	1404,9	12,86	2,42							356,03		54,71	56,58
	1,74	1507	12,79	1,67	18,39	1515,6	12,86	1,69							268,23		41,22	42,63
1,74	1812	12,79	cero	18,39	1822,3	12,86	cero	cero	0	0								

Q<sub>medio</sub>  
12,851

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> /K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> /K <sub>c1</sub> 24
1080	0,474	0,800	0,482	0,814

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°:   1   )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
12	1,74	452	13,73	6,01	18,41	454,3	13,80	6,07	244,5	0,962	0,981	18,73	16,15	0,838	288,78	699,6	41,28	42,91
	1,74	606	13,73	5,61	18,41	609,1	13,80	5,67							361,66		51,70	53,74
	1,74	750	13,74	5,31	18,41	753,9	13,81	5,37							423,25		60,50	62,89
	1,74	902	13,74	4,84	18,41	906,6	13,81	4,89							464,25		66,36	68,98
	1,74	1005	13,74	4,51	18,41	1010,2	13,81	4,56							482,39		68,95	71,67
	1,74	1101	13,74	4,17	18,41	1106,7	13,81	4,21							487,91		69,74	72,49
	1,74	1204	13,74	3,74	18,41	1210,2	13,81	3,78							479,05		68,47	71,17
	1,74	1300	13,74	3,23	18,41	1306,7	13,81	3,26							446,09		63,76	66,28
	1,74	1405	13,75	2,52	18,41	1412,2	13,82	2,55							377,11		53,90	56,03
	1,73	1501	13,75	1,84	18,31	1512,8	13,86	1,87							296,25		42,35	44,02
	1,73	1816	13,75	cero	18,31	1830,3	13,86	cero							cero		0	0

Q<sub>medio</sub>  
13,818

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> /K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> /K <sub>c1</sub> 24
1106	0,485	0,803	0,494	0,819

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°:   1   )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
13,5	1,73	453	14,47	6,23	18,33	456,3	14,58	6,32	265,3	0,956	0,978	18,67	16,63	0,819	301,99	739,2	40,85	42,73
	1,73	604	14,47	5,87	18,33	608,4	14,58	5,96							379,72		51,37	53,73
	1,73	750	14,47	5,53	18,33	755,5	14,58	5,61							443,84		60,04	62,80
	1,73	903	14,48	5,10	18,33	909,6	14,59	5,17							492,46		66,62	69,69
	1,73	1004	14,48	4,73	18,33	1011,4	14,59	4,80							508,39		68,77	71,94
	1,73	1101	14,49	4,37	18,33	1109,1	14,60	4,43							514,52		69,60	72,80
	1,73	1200	14,49	3,97	18,33	1208,8	14,60	4,03							510,14		69,01	72,19
	1,73	1303	14,49	3,32	18,33	1312,6	14,60	3,37							463,22		62,67	65,55
	1,73	1405	14,49	2,65	18,33	1415,3	14,60	2,69							398,68		53,93	56,41
	1,72	1501	14,49	1,95	18,23	1516,2	14,64	1,99							315,96		42,74	44,71
1,72	1818	14,49	cero	18,23	1836,4	14,64	cero	cero	0	0								

Q<sub>medio</sub>  
14,600

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> /K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> /K <sub>c1</sub> 24
1107	0,486	0,806	0,497	0,824

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°:   1   )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
15	1,73	450	15,06	6,50	18,35	453,1	15,16	6,59	284,0	0,950	0,975	18,62	16,98	0,797	312,69	768,8	40,67	42,81
	1,73	600	15,07	6,13	18,35	604,1	15,17	6,21							392,85		51,10	53,79
	1,73	753	15,07	5,76	18,35	758,1	15,17	5,84							463,63		60,31	63,48
	1,73	905	15,08	5,30	18,35	911,1	15,18	5,37							512,35		66,64	70,15
	1,73	1001	15,08	4,97	18,35	1007,8	15,18	5,04							531,90		69,19	72,83
	1,73	1100	15,09	4,63	18,35	1107,5	15,19	4,69							543,93		70,75	74,47
	1,73	1201	15,09	4,17	18,35	1209,1	15,19	4,23							535,59		69,67	73,34
	1,73	1303	15,09	3,53	18,35	1311,8	15,19	3,58							491,79		63,97	67,34
	1,73	1401	15,10	2,85	18,35	1410,5	15,20	2,89							426,87		55,52	58,44
	1,73	1509	15,10	2,01	18,35	1519,2	15,20	2,04							324,54		42,21	44,43
1,73	1825	15,10	cero	18,35	1837,4	15,20	cero	cero	0	0								

Q<sub>medio</sub>  
15,184

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> / K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> / K <sub>c1</sub> 24
1112	0,488	0,806	0,501	0,827

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS. (equipo n°:   1   )

Valores medidos, experimentales					Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 18,6 m													
x (mm)	Presión manómetro Kg/cm <sup>2</sup> ó bar	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	H m	n rpm	Q m <sup>3</sup> /h	Par de freno N·m	S <sub>x</sub> mm <sup>2</sup>	η <sub>inyect</sub> or %	K <sub>C1</sub>	C <sub>1</sub> m/s	d <sub>o</sub> mm	C <sub>C</sub>	Pot. eje W	Pot. neta W	η <sub>total</sub> %	η <sub>rodete</sub> %
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
16,5	1,73	451	15,53	6,67	18,36	453,9	15,63	6,76	300,5	0,943	0,971	18,54	17,27	0,780	321,32	792,0	40,57	43,02
	1,73	602	15,53	6,30	18,36	605,9	15,63	6,38							404,81		51,11	54,20
	1,73	754	15,54	5,93	18,36	758,9	15,64	6,01							477,63		60,31	63,96
	1,73	903	15,54	5,48	18,36	908,9	15,64	5,55							528,25		66,70	70,74
	1,73	1006	15,54	5,11	18,36	1012,5	15,64	5,18							549,23		69,35	73,54
	1,73	1100	15,54	4,76	18,36	1107,2	15,64	4,82							558,86		70,56	74,83
	1,73	1199	15,54	4,30	18,36	1206,8	15,64	4,36							551,00		69,57	73,78
	1,73	1301	15,55	3,66	18,36	1309,5	15,65	3,71							508,75		64,24	68,12
	1,73	1405	15,55	2,89	18,36	1414,2	15,65	2,93							433,92		54,79	58,10
	1,73	1507	15,55	2,07	18,36	1516,8	15,65	2,10							333,56		42,12	44,67
1,73	1831	15,55	cero	18,36	1842,9	15,65	cero		cero	0	0							

Q<sub>medio</sub>  
15,642

n(rpm) (η <sub>total</sub> máximo) 20	K <sub>u1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 21	K <sub>u(embalamiento)</sub> 22	K <sub>u1</sub> /K <sub>c1</sub> (η <sub>total</sub> máximo) 23	K <sub>u(embalamiento)</sub> /K <sub>c1</sub> 24
1112	0,488	0,809	0,503	0,833



## CONSTRUCCIÓN DE LAS TABLAS

Para cada  $x$  construiremos una tabla, veamos cada una de ellas columna a columna.

Las cinco primeras columnas son los valores directamente medidos. El par lo medimos con la célula de carga que mide fuerza, pero ya está multiplicada por su brazo, que es una constante, y por tanto en el display aparece el “par de fuerzas” en (N·m).

### 6ª Columna:

Calculamos la altura neta ( $H$ ) mediante la expresión (2) ó (2') según el manómetro utilizado.

### 7ª Columna:

De los valores medidos hemos obtenido diversas alturas netas “ $H$ ”. Debido a las fluctuaciones en las medidas, en vez de obtener una sola “ $H$ ” obtenemos diversas, aunque muy parecidas.

Pues bien, corregimos estas medidas a las que habríamos obtenido si la altura neta hubiera sido rigurosamente constante e igual a  $H = 18,6$  m

A los valores de “ $n$ ”, “ $Q$ ”, y “par” así obtenidos les llamaremos “experimentales corregidos”, puntos homólogos.

Cálculo de la velocidad de rotación corregida:  $n(\text{homóloga})$  es la velocidad de la turbina que corresponde al punto homólogo al medido, pero con:  $H_{\text{homóloga}} = 18,6$  m

$$\frac{H_{\text{homóloga}}}{H} = \left( \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow \text{Obtenemos: } n_{\text{homóloga}}$$

### 8ª Columna:

El caudal del punto homólogo al medido y que corresponde a  $H_{\text{homóloga}} = 18,6$  m se obtiene:

$$\frac{Q_{\text{homólogo}}}{Q} = \frac{n_{\text{homólogo}}}{n} \Rightarrow \text{Obtenemos: } Q_{\text{homólogo}}$$

### 9ª Columna:

El par del punto homólogo:

$$\frac{\text{Pot}_{\text{homóloga}}}{\text{Pot}} = \left( \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^3 = \frac{\text{Par}_{\text{homóloga}}}{\text{Par}} \cdot \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \Rightarrow$$

$$\frac{\text{Par}_{\text{homólogo}}}{\text{Par}} = \left( \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow \text{Par}_{\text{homólogo}}$$

Ya tenemos los valores “experimentales corregidos”  $n_{\text{homólogo}}$ ,  $Q_{\text{homólogo}}$ ,  $\text{Par}_{\text{homólogo}}$ , todos ellos correspondientes a la altura neta  $H_{\text{homóloga}} = 18,6$  m



**A partir de ahora todos los cálculos se harán sobre estos valores, columnas 7, 8 y 9.**

10ª Columna:

Área de salida del inyector ( $S_x$ ) en  $\text{mm}^2$ , de la ecuación (5); la “x” se pondrá en mm.

11ª Columna:

Rendimiento del inyector, dato empírico, de la ecuación (4).

12ª Columna:

Coefficiente de velocidad  $K_{c1}$ , también es un dato empírico pues depende del anterior. De la ecuación (16).

13ª Columna:

Velocidad absoluta del chorro  $C_1$  en la vena contracta, que hemos aproximado a que es la misma que la inmediatamente anterior al choque. De la ecuación (15), siendo  $H = 18,6$  m

14ª Columna:

Diámetro del chorro en la vena contracta.

$$Q_{\text{medio}} = C_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$$

El caudal es el de la columna (8) “Q” (**en las unidades correctas**), pero no es único debido a las fluctuaciones inevitables en las medidas. Por eso utilizaremos el caudal medio de la columna “8” (en  $\text{m}^3/\text{s}$ ) para el cálculo del diámetro “ $d_0$ ”. ¡Cuidado con las unidades!

15ª Columna:

Coefficiente de contracción  $C_c$ , de la ecuación (6). ¡Cuidado con las unidades! Por simple lógica ha de ser ligeramente inferior a la unidad.

16ª Columna:

Potencia útil de la turbina ó potencia en el eje, de la ecuación (11).

17ª Columna:

Potencia neta, de la ecuación (10) calculada con el caudal medio de la columna “8”, y la altura neta:  $H = 18,6$  m

18ª Columna:

Rendimiento total de la turbina, de la ecuación (13).

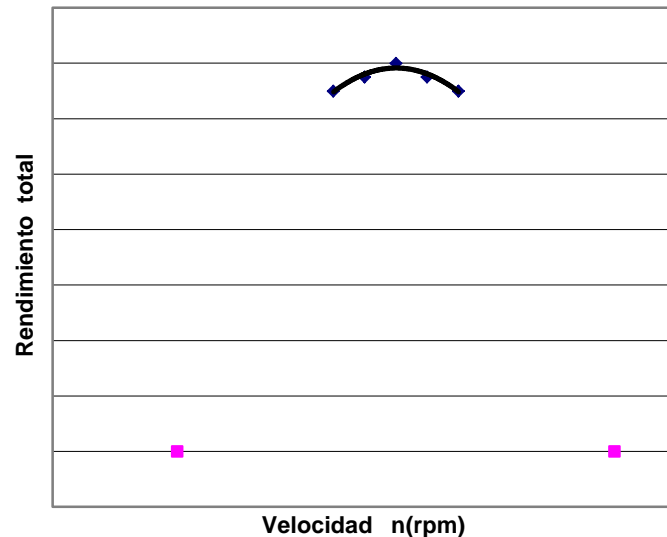
19ª Columna:

Rendimiento del rodete.  $\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{inyector}} \cdot \eta_{\text{rodete}}$

De esta ecuación se despeja el rendimiento del rodete.

20ª Columna:

Velocidad óptima de la turbina, la que corresponde al rendimiento total máximo de la turbina. Las revoluciones al minuto a que debe girar la turbina para que sea máximo su rendimiento la obtenemos a posteriori. Lo normal es que no coincida con ninguno de los puntos experimentales corregidos. Saldrá interpolando “con sentido común” en la gráfica:



Los puntos a tener en cuenta para la interpolación no han de ser todos, únicamente nos interesan los cercanos al máximo rendimiento y si hay algún valor díscolo que se sale de la pauta de los demás lo hemos de achacar a un error de medida y lo lógico es no contar con él.

#### 21ª Columna:

“Coeficiente de velocidad de arrastre”  $K_{u1}$ , calculado en la situación de máximo rendimiento, con la velocidad de rotación deducida en la columna anterior.

$$K_{u1} = \left( \frac{u_1}{\sqrt{2gH}} \right)_{\eta(\text{máximo})} = \frac{\omega_{\eta(\text{máximo})} \cdot R}{\sqrt{2gH}}$$

El radio nominal del rodete es:  $R = 80 \text{ mm}$  y  $H = 18,6 \text{ m}$

#### 22ª Columna:

“Coeficiente de velocidad de embalamiento”  $K_{u\text{embalamiento}}$

$$K_{u\text{embalamiento}} = \frac{\omega_{\text{embalamiento}} \cdot R}{\sqrt{2gH}}$$

Precisamente el punto de embalamiento es uno de los medidos y corregido para  $H = 18,6 \text{ m}$

#### 23ª Columna:

El cociente entre:  $(K_{u1} / K_{C1})_{\eta(\text{total máximo})}$

En el supuesto de un choque elástico, de una turbina ideal, daría (0,5). La experiencia dice que sale algo menor, ya que la turbina ha de girar a tal velocidad que la velocidad de los álabes  $U_1$  será algo menor que la mitad de la del chorro  $C_1$ .

#### 24ª Columna:

El cociente entre:  $(K_{u\text{embalamiento}} / K_{C1})$

Si el rodete no fuera frenado por el aire ni cojinetes valdría 1, aunque en la práctica es menos, tanto menor cuanto mayor sea el cociente entre la potencia de freno al rodete (en el embalamiento) y la potencia del chorro. Como nuestra turbina es de muy pequeña potencia sale claramente inferior a la unidad sobre todo en caudales pequeños.



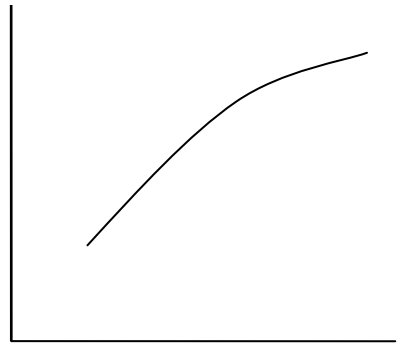


# GRÁFICAS QUE HAY QUE REALIZAR

Se realizarán las siguientes gráficas:

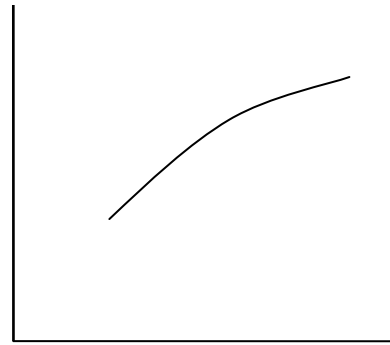
1. En función de  $x$  :

$Q_{\text{medio}}$  ( $\text{m}^3/\text{h}$ )



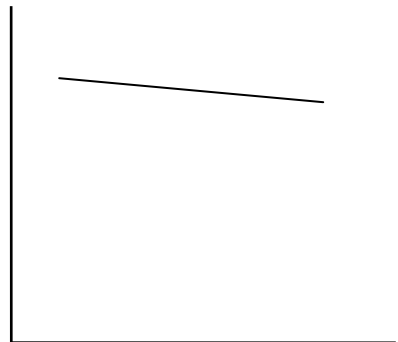
$x$

$d_0$  (mm)



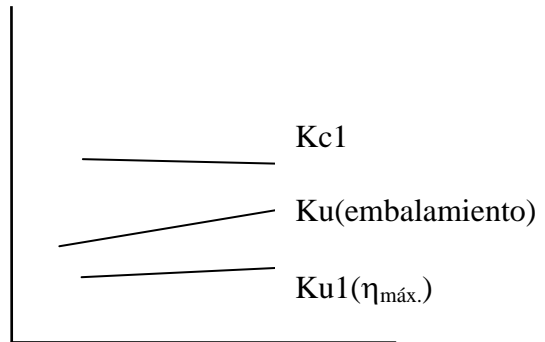
$x$

$C_1$  (m/s)



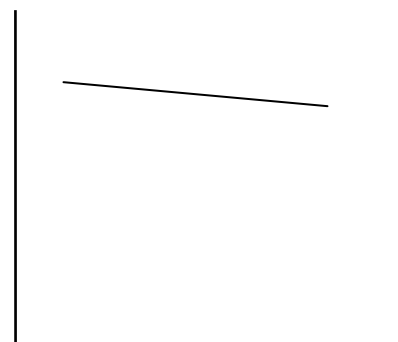
$x$

$K$

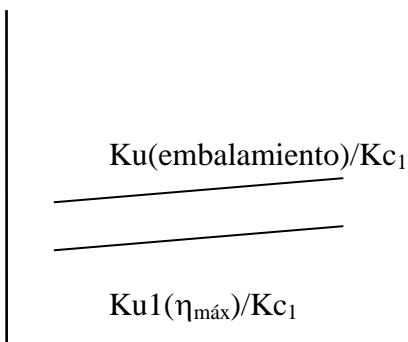


$x$

$C_c$



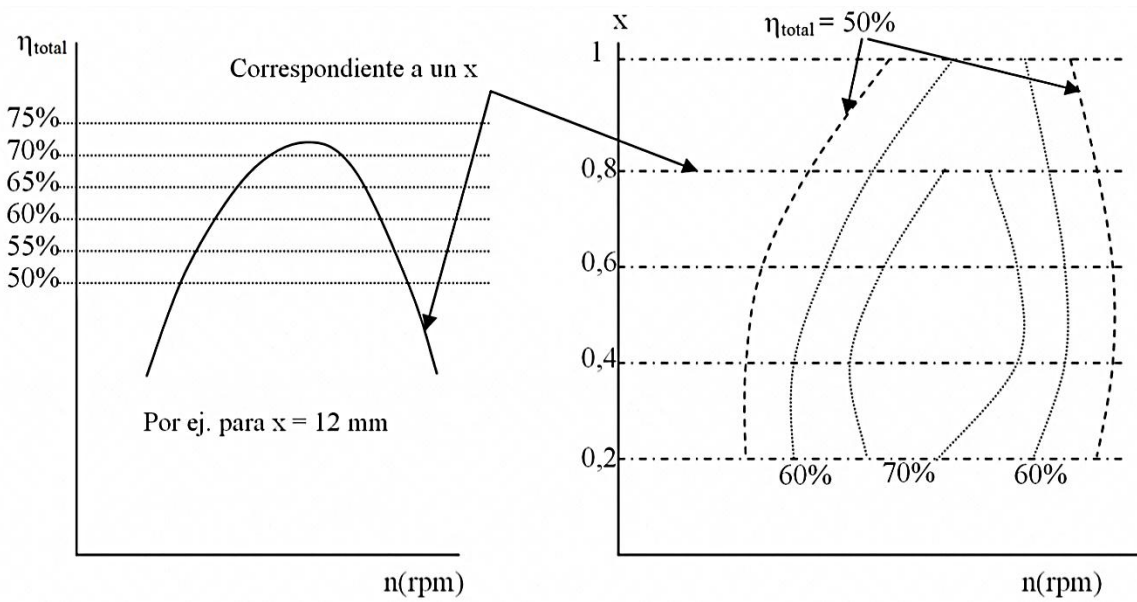
$x$



$x$

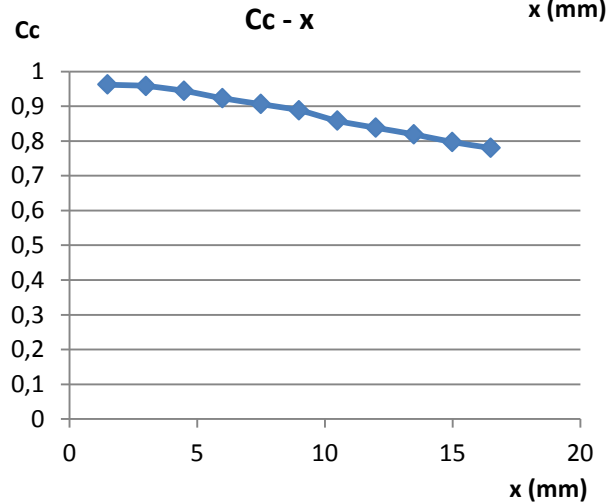
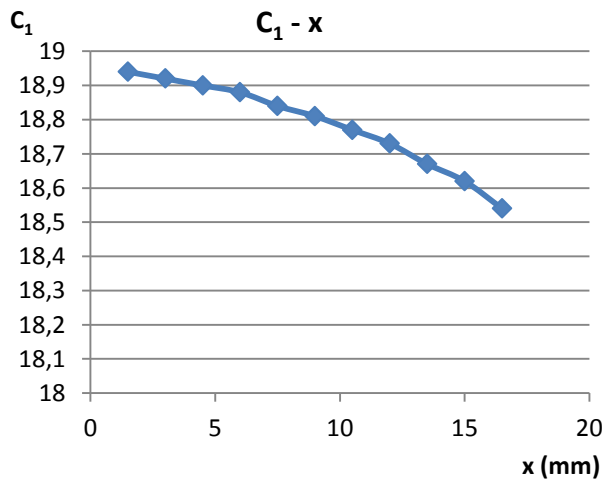
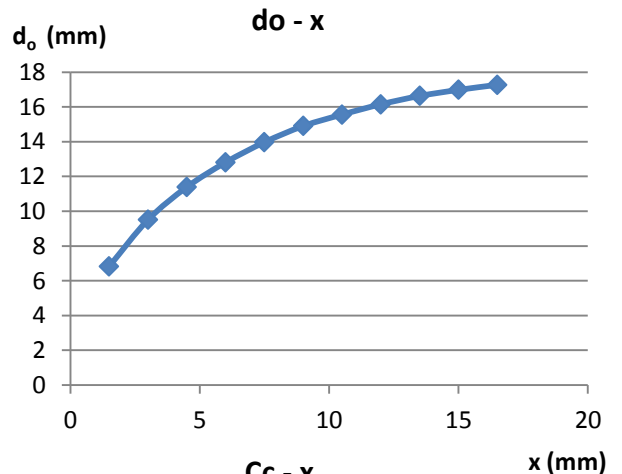
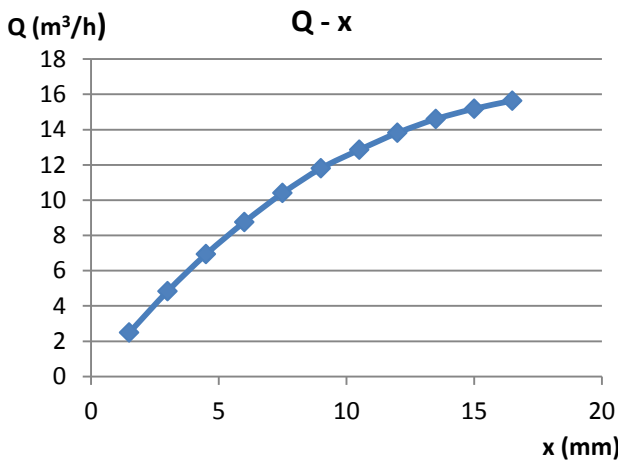


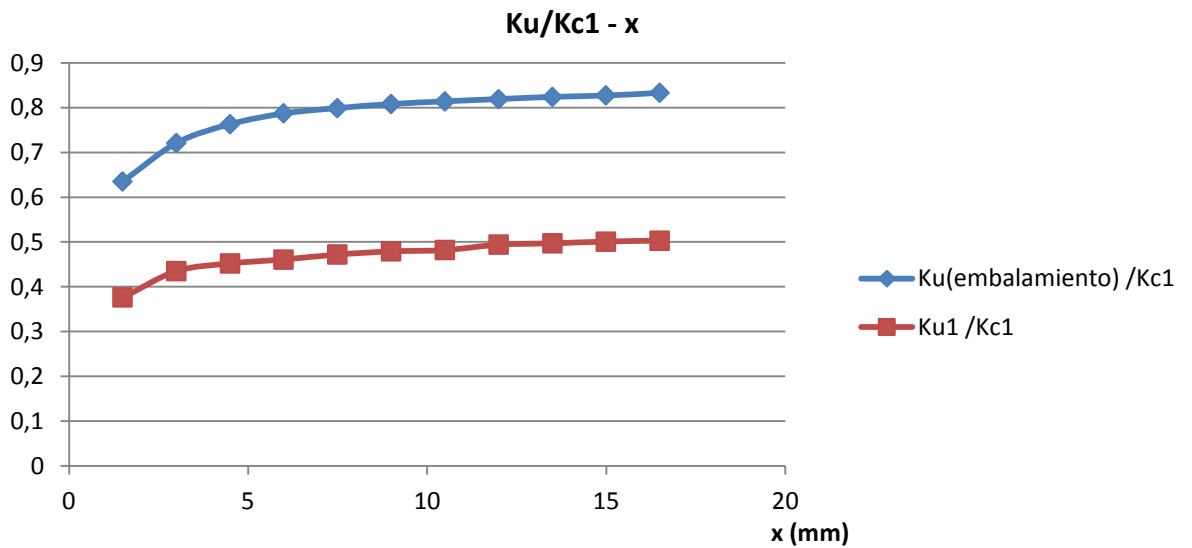
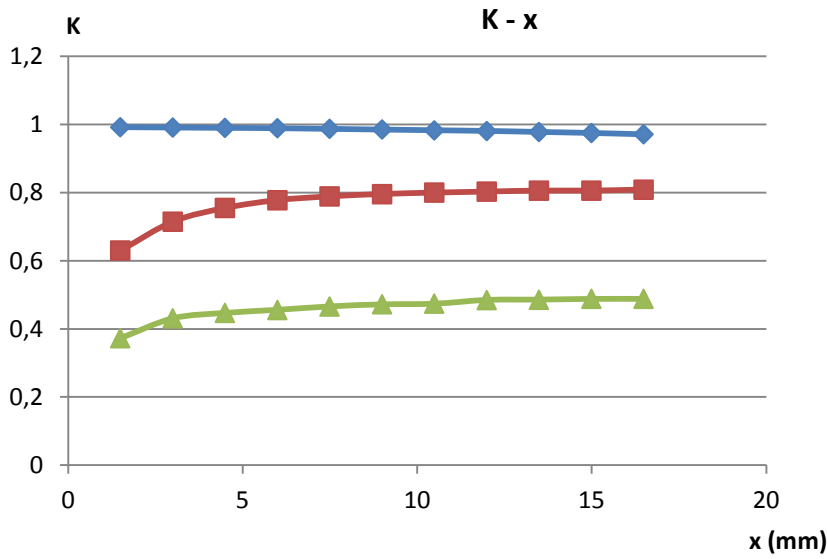
2. Gráficas  $\eta_{total} - n$ , para cada  $x$ . Con estas gráficas se realizará la colina de rendimientos.



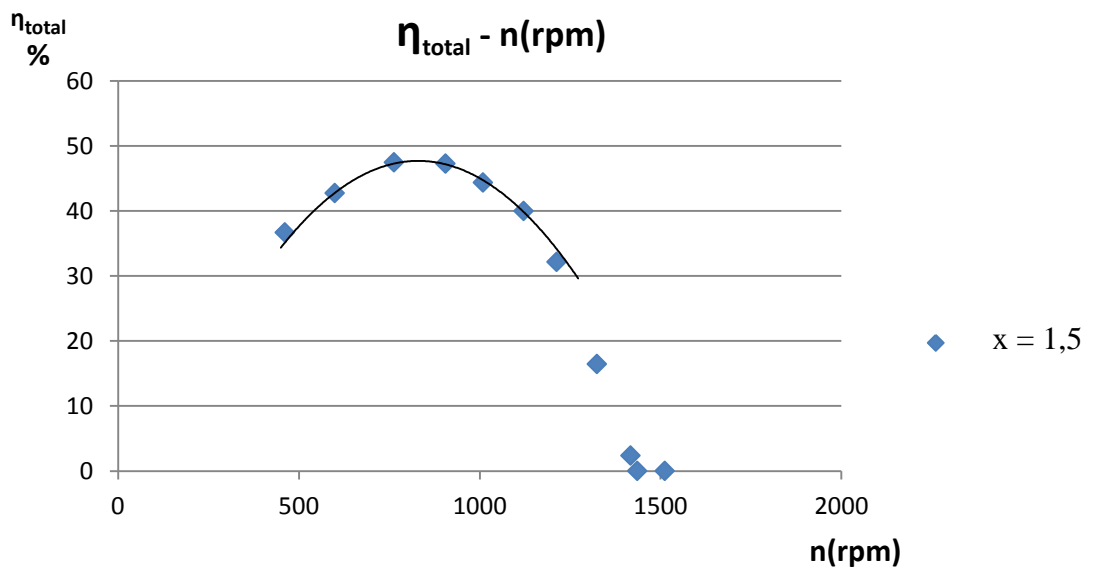
Los datos para construir la colina de rendimientos, el gráfico de la derecha, los tomaremos del gráfico anterior, de las intersecciones de las rectas:  $\eta_{total} = 0,7$  con la curva ajustada  $\eta_{total} - n(rpm)$  Lo mismo con  $\eta_{total} = 0,6 - 0,5...$  y luego uniendo, aproximadamente, los puntos de igual rendimiento.

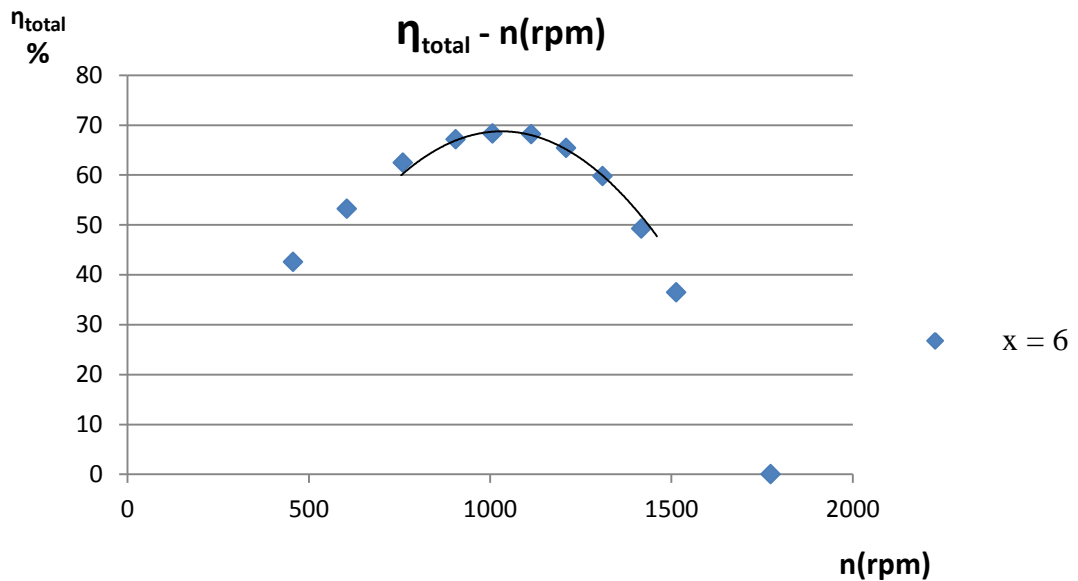
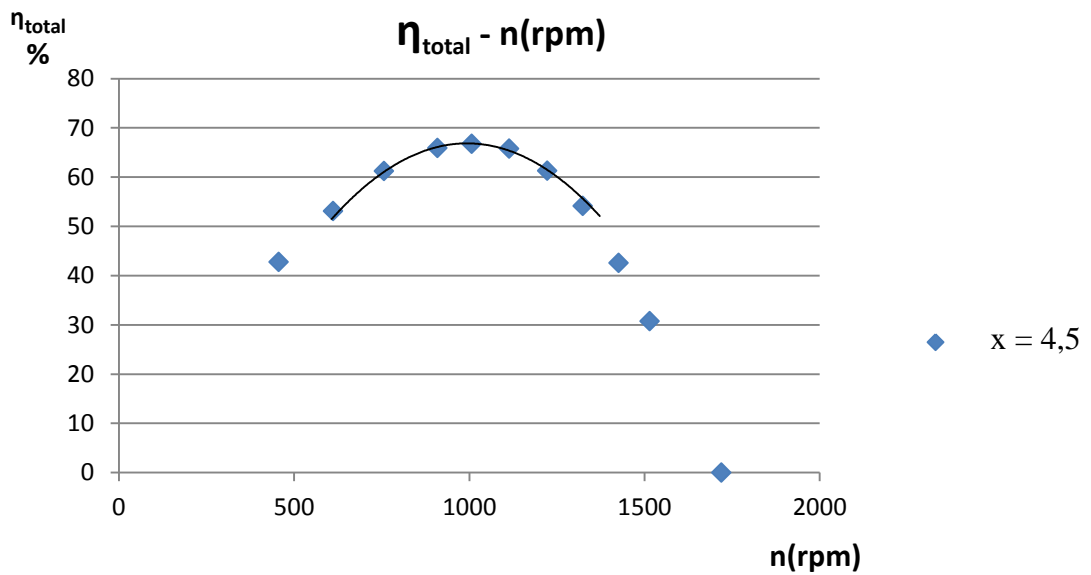
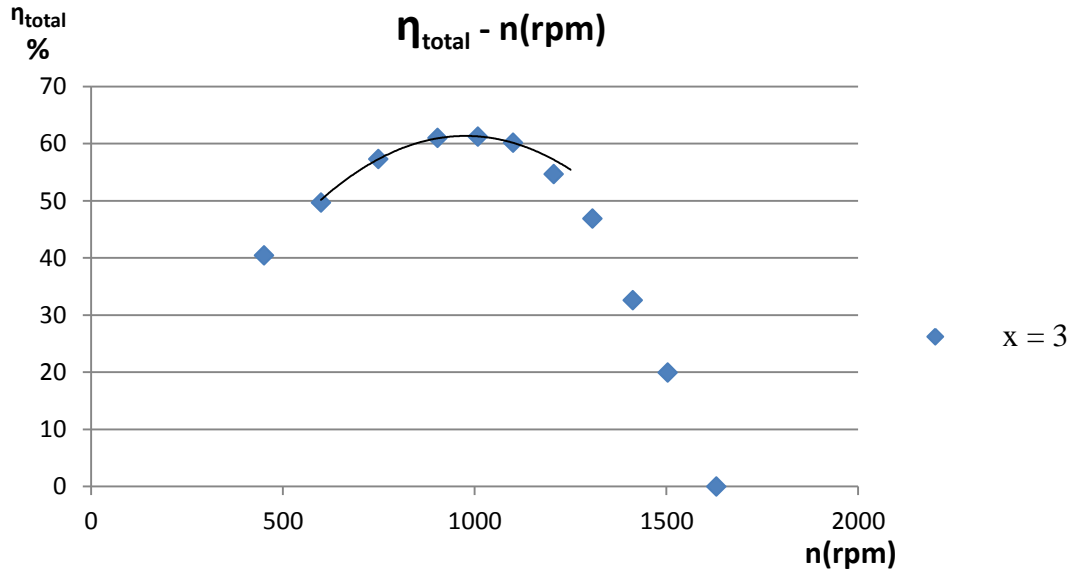
Las gráficas obtenidas son las siguientes:

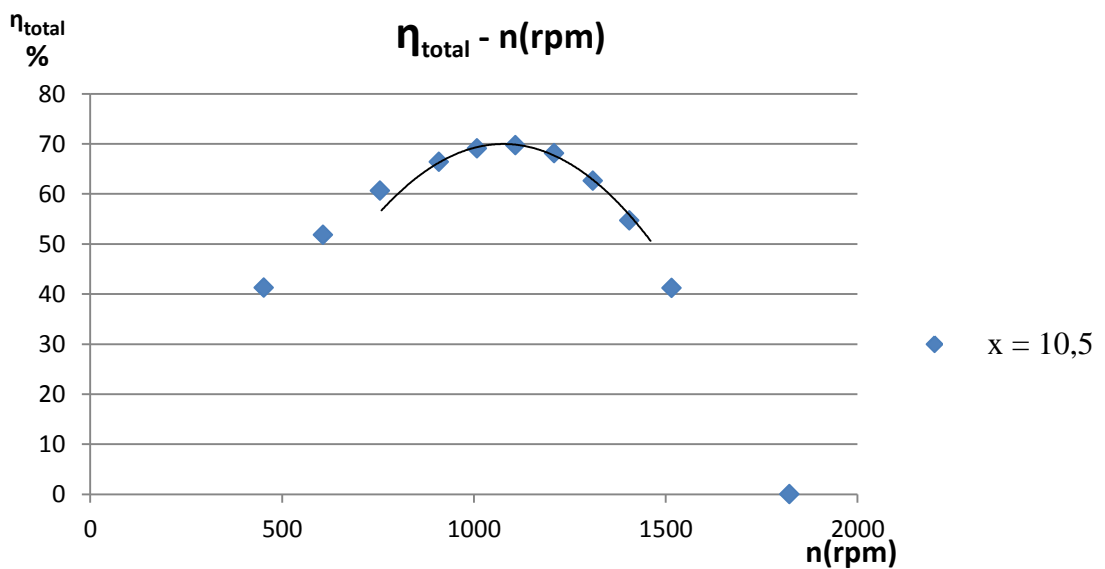
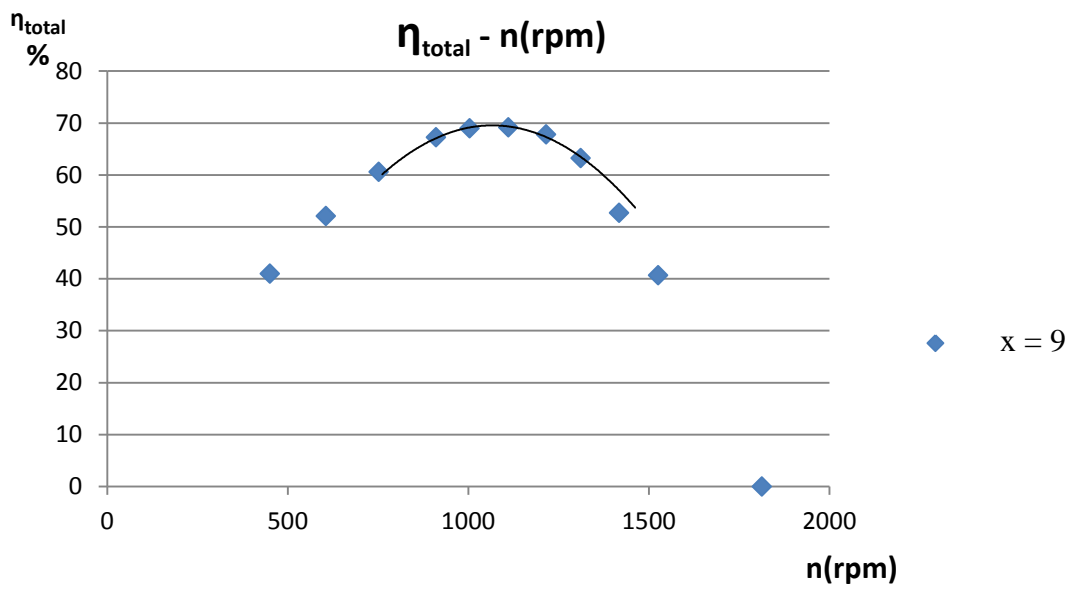
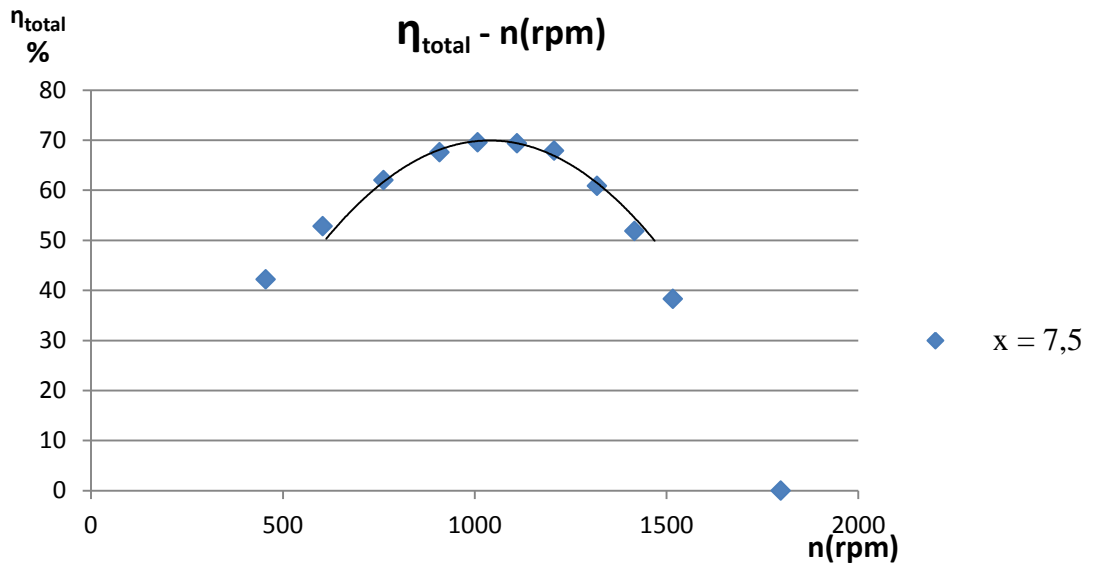


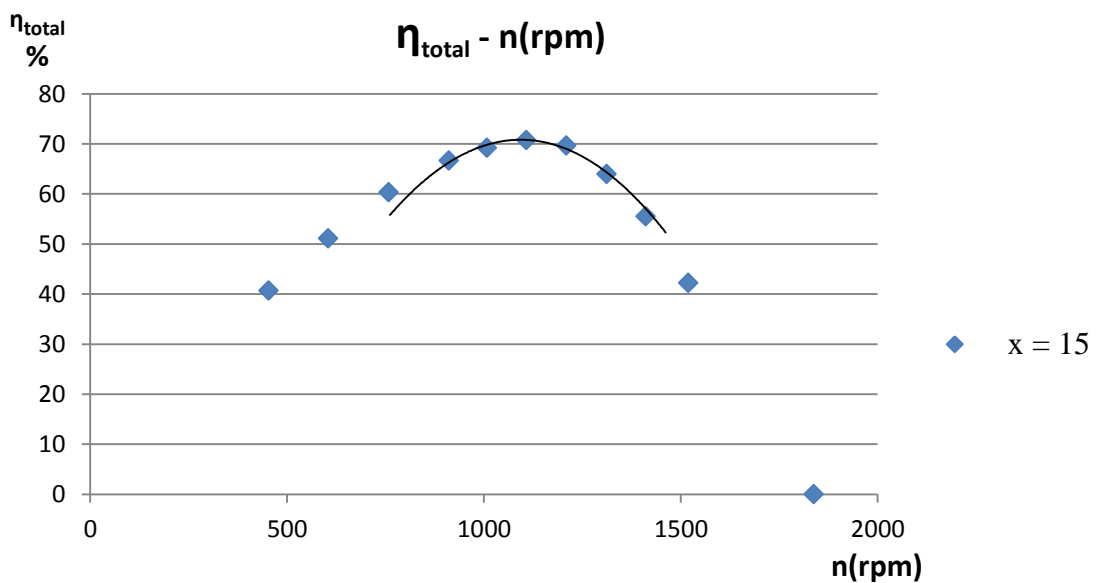
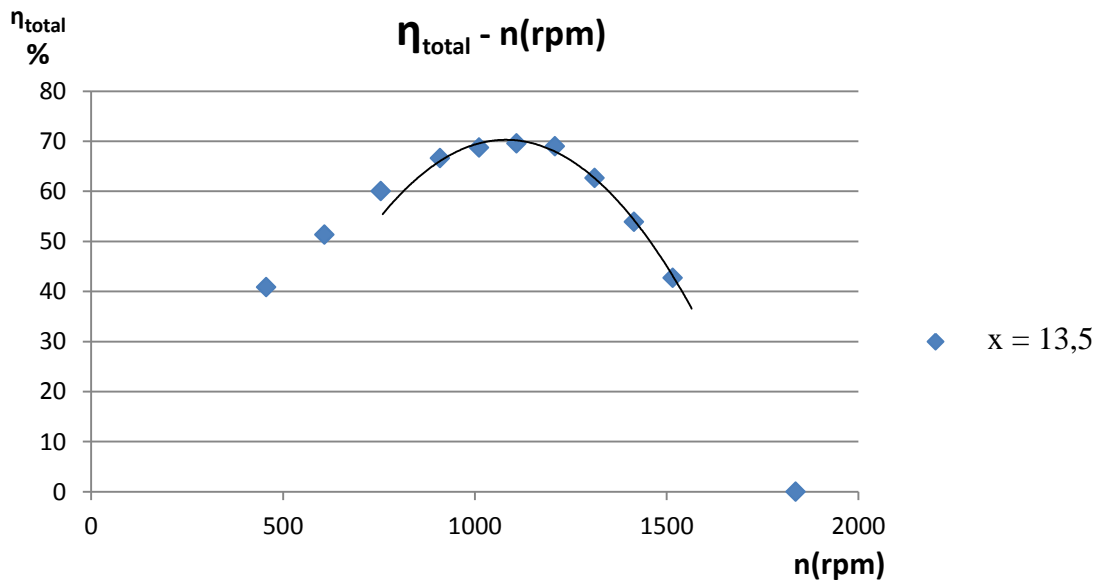
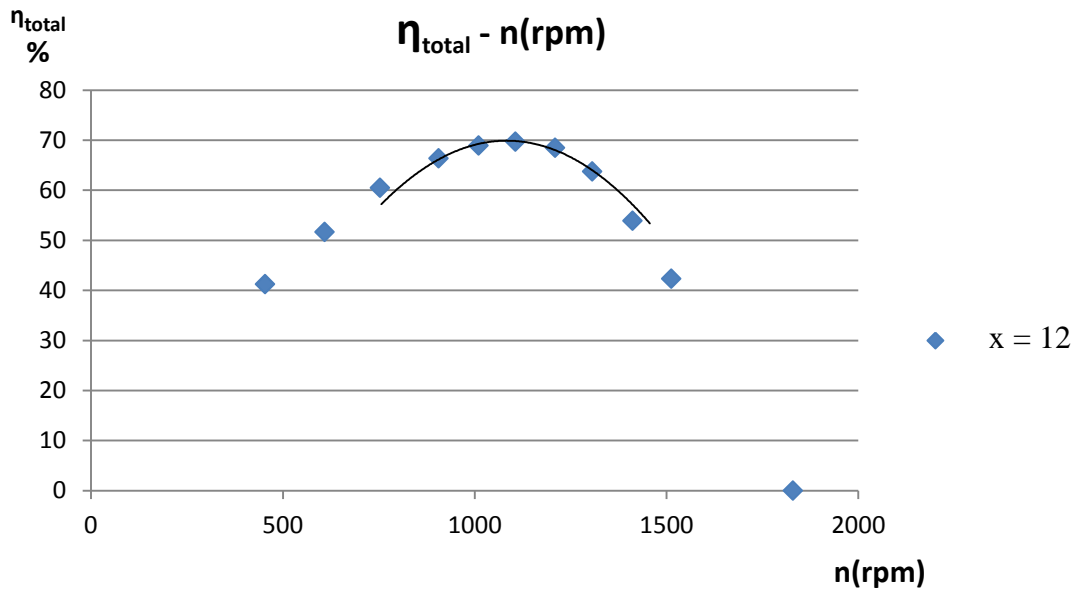


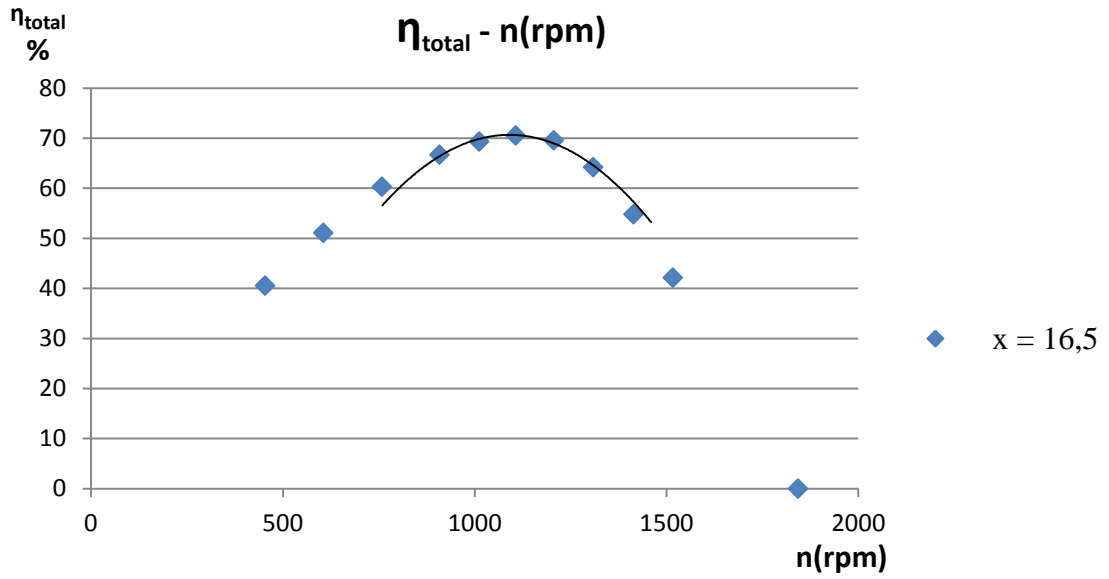
Para cada x (1,5; 3; 4,5...15; 16,5 mm):



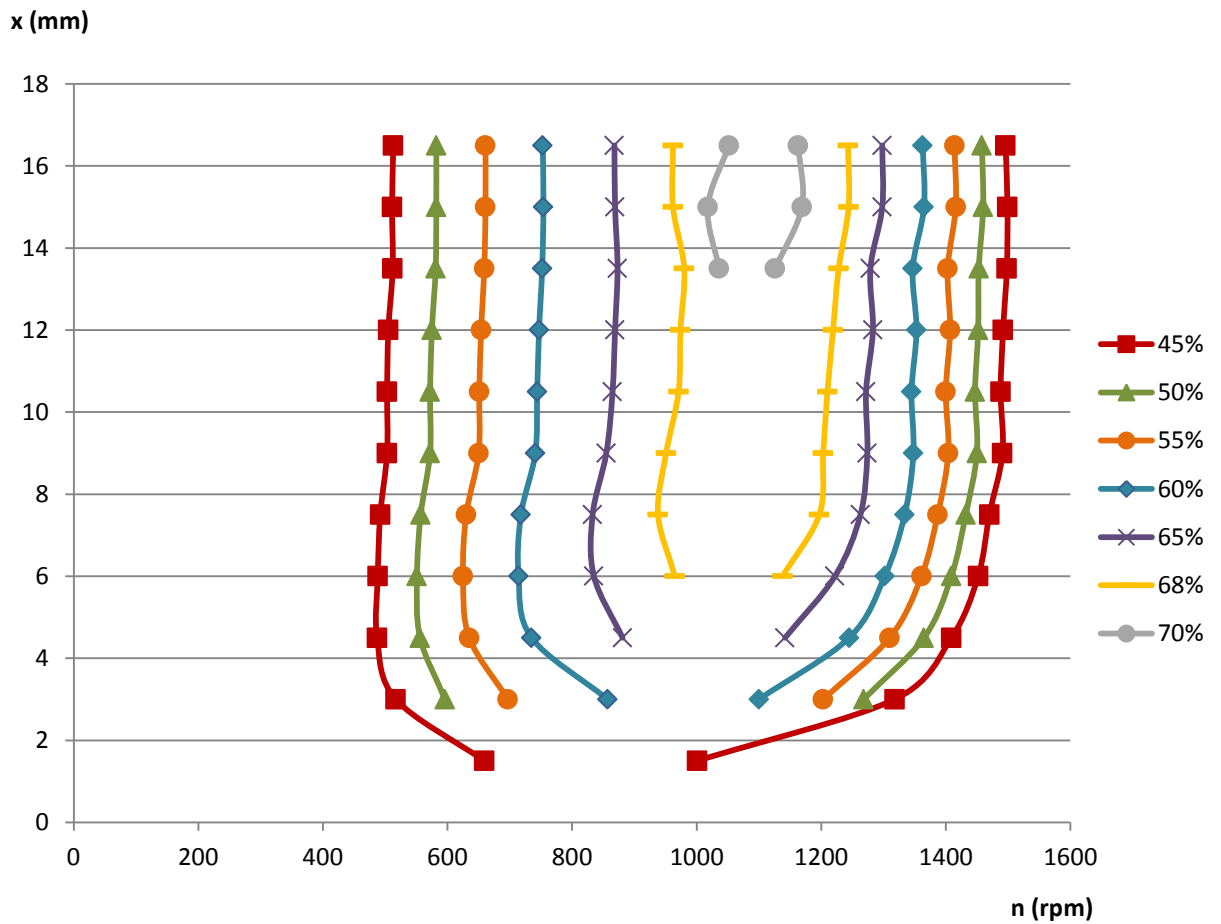






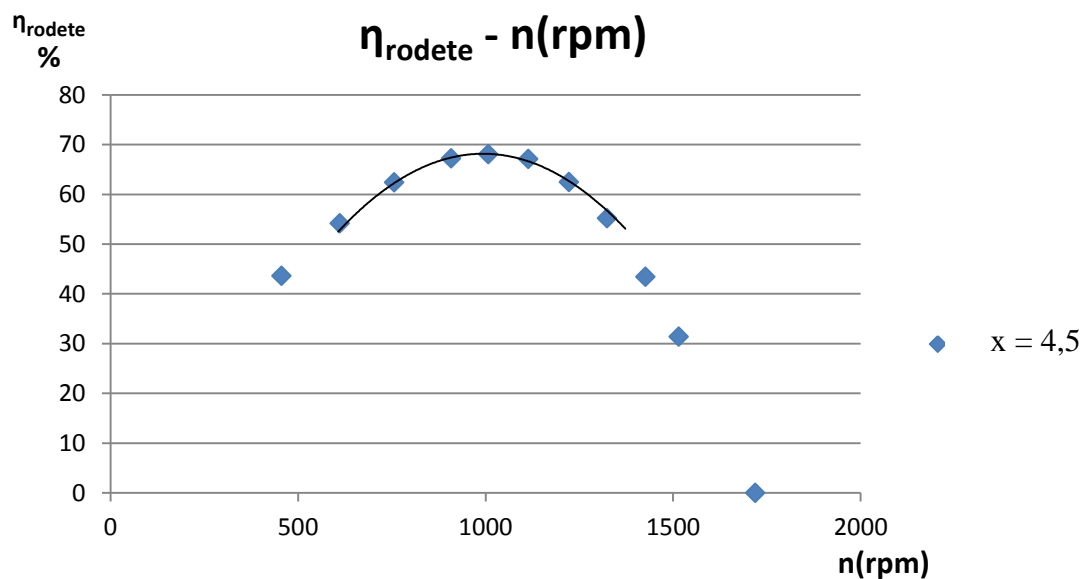
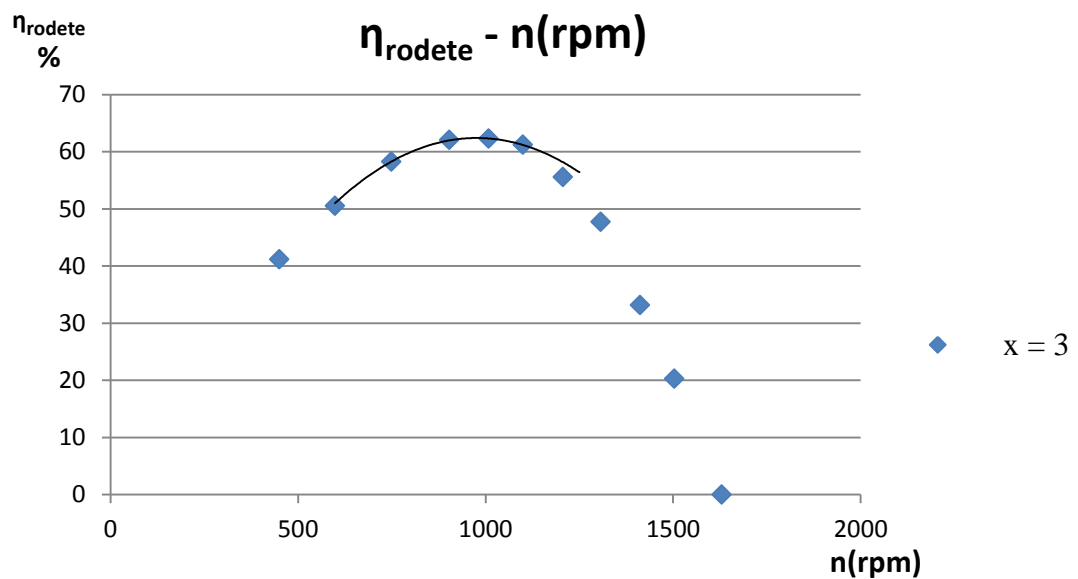
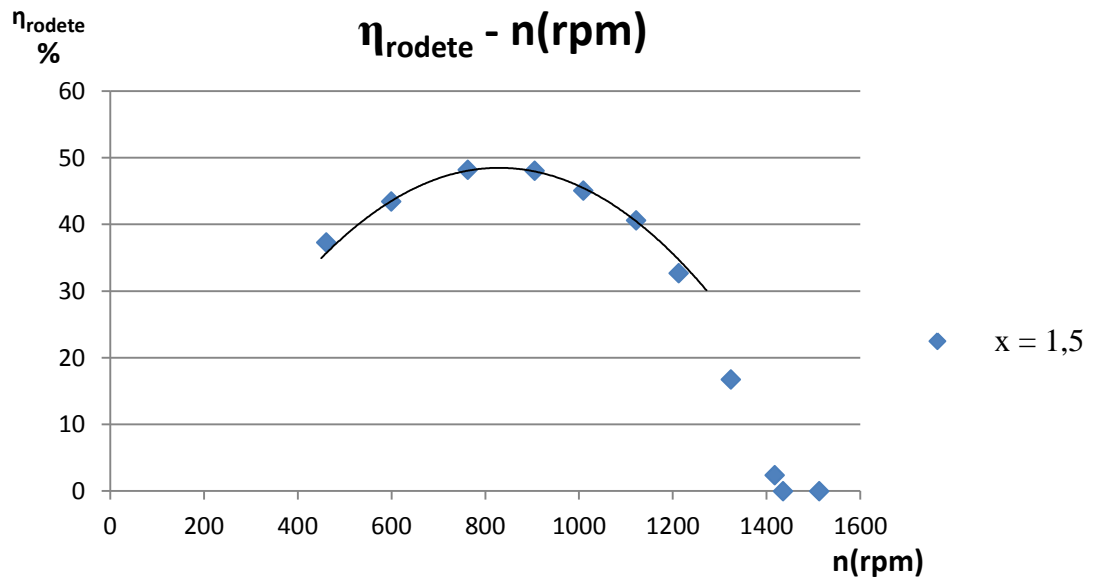


### Colina de rendimientos

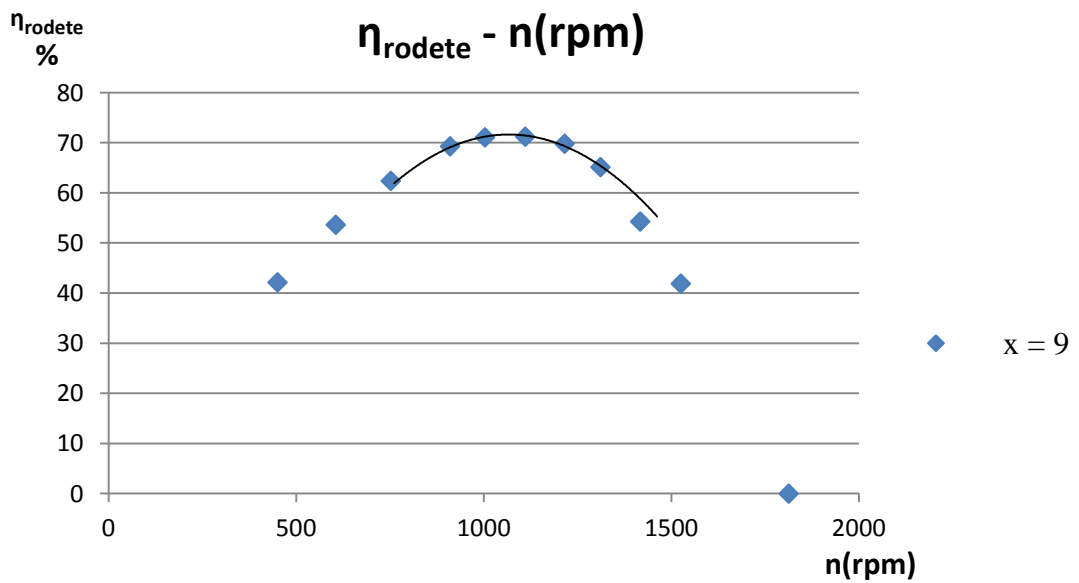
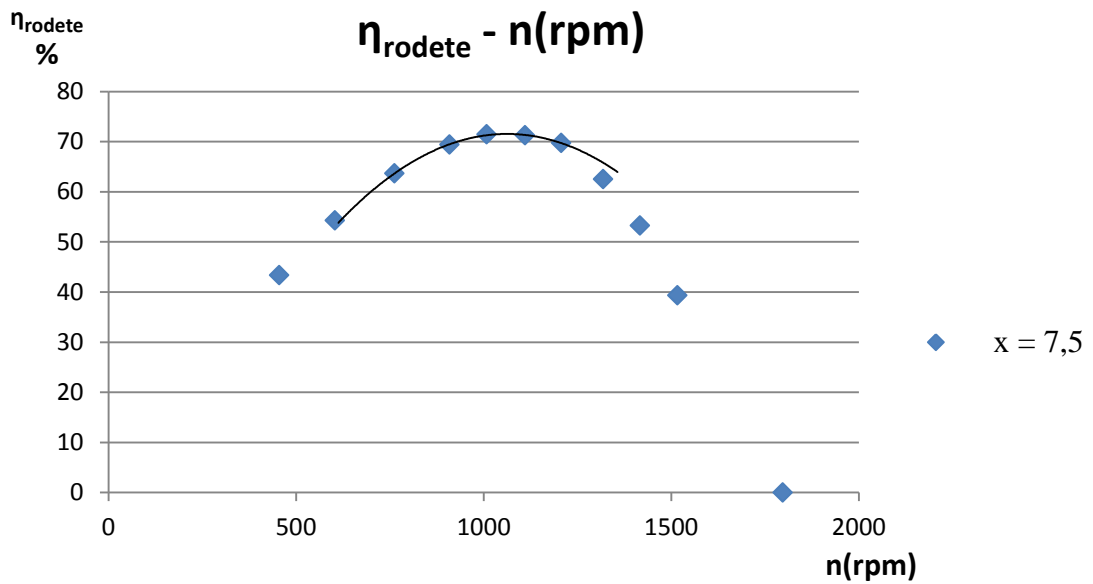
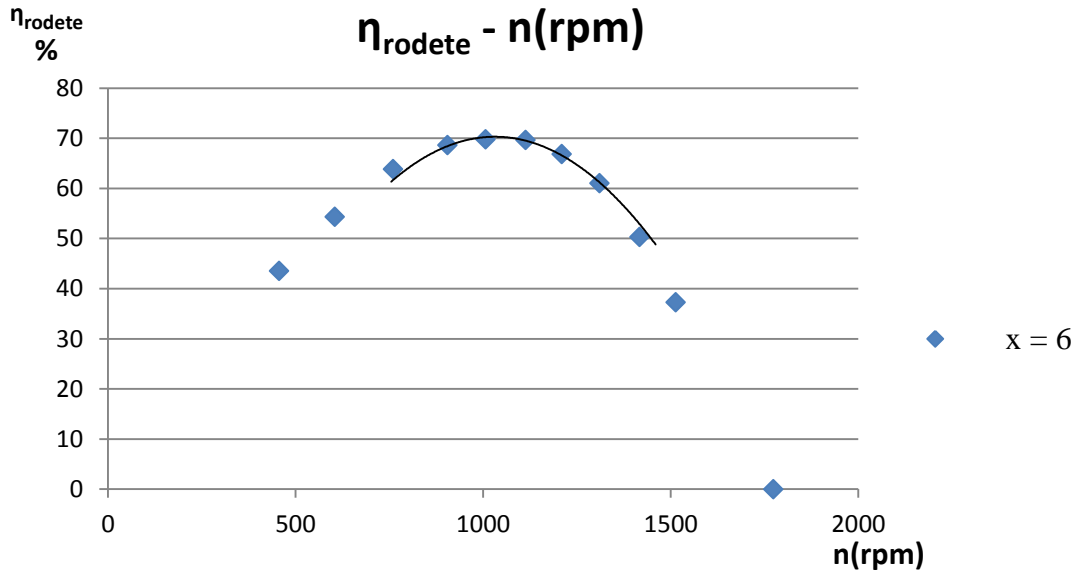


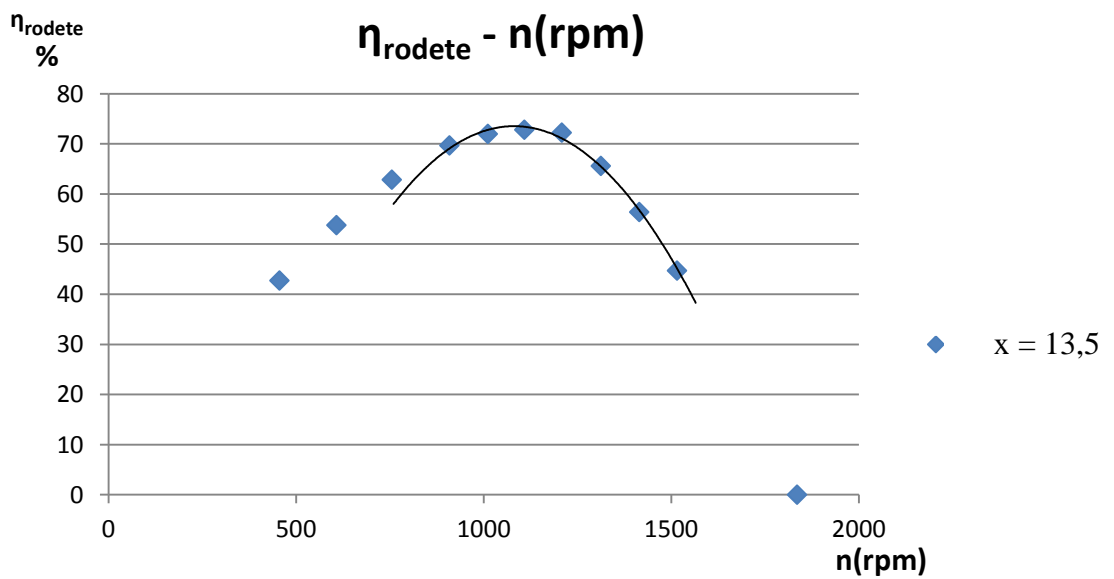
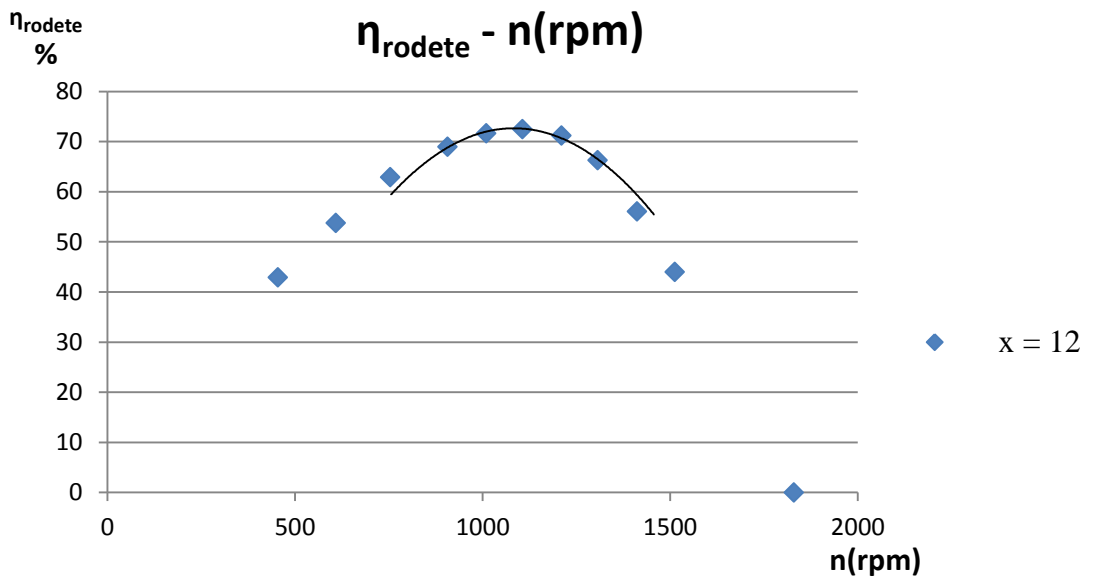
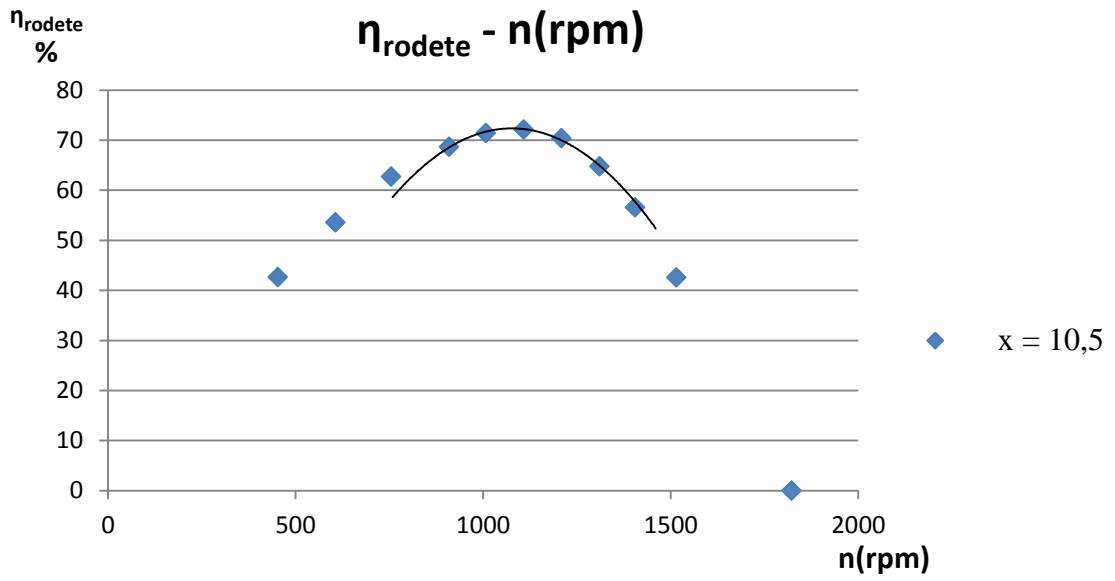


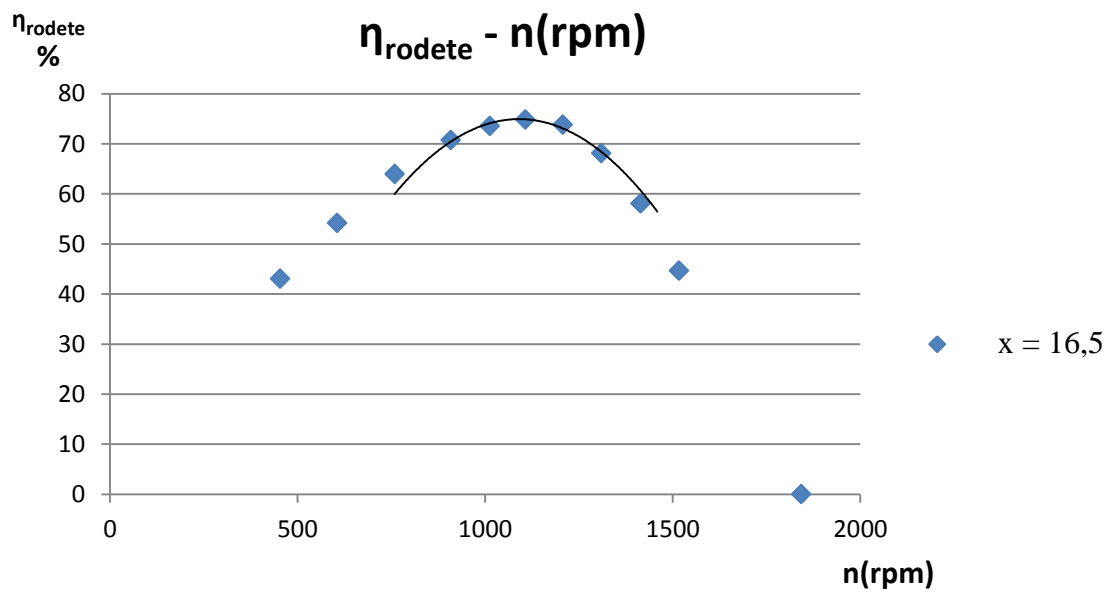
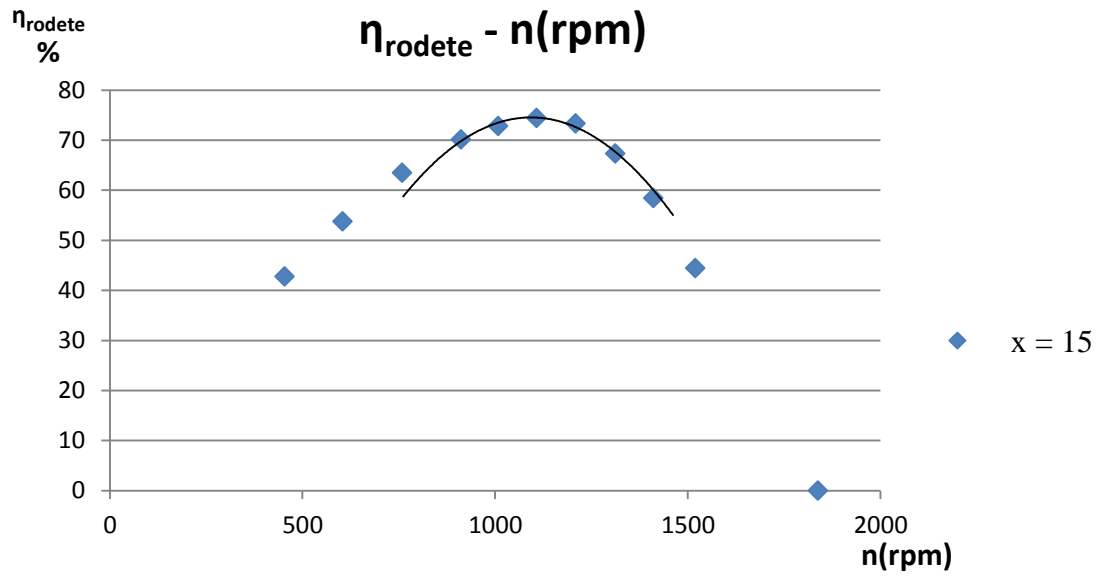
Igualmente se han obtenido las gráficas correspondientes al rendimiento del rodete, obteniéndose también la correspondiente colina de rendimientos.





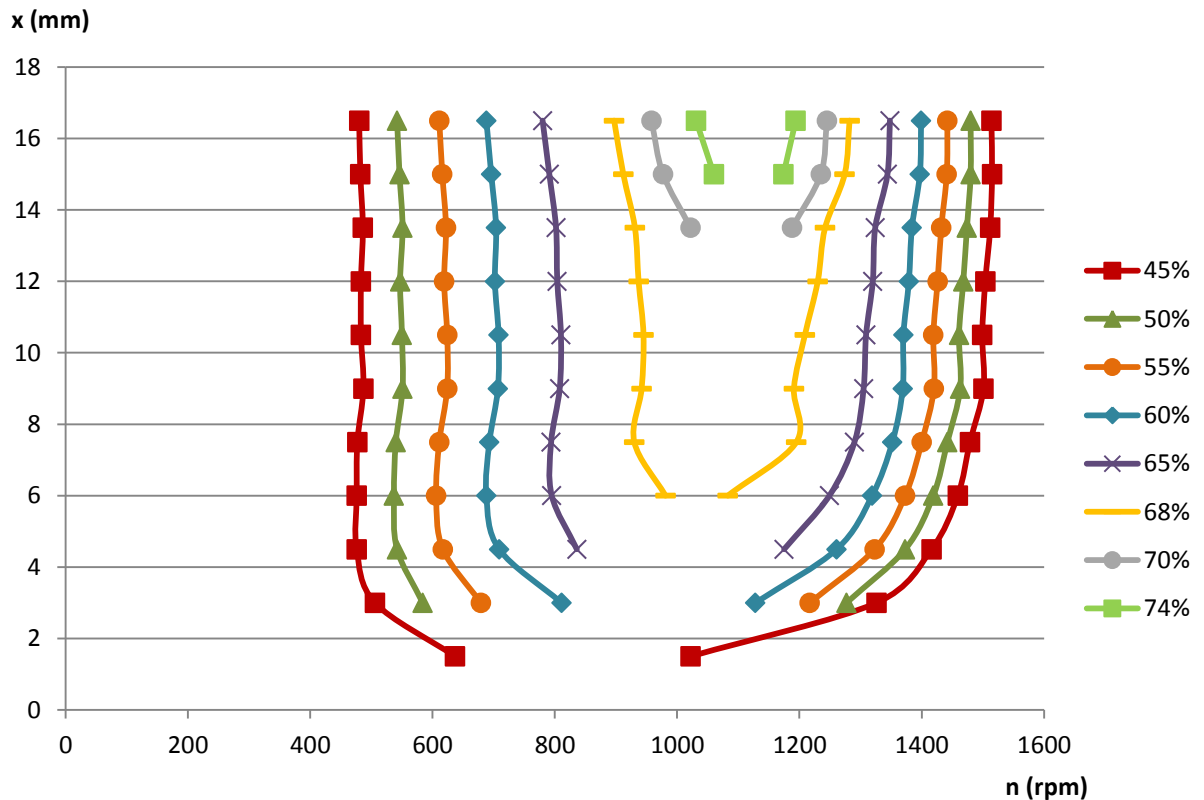








### Colina de rendimientos (rodete)



De la colina de rendimientos, intentaremos apreciar dónde está el rendimiento máximo, para qué “caudal” (x ó Q) y para qué (n). Sería como las coordenadas de la cima de la montaña. Ese punto de máximo rendimiento lo tomaríamos como el **punto de diseño** de la turbina.

Para el caso del rendimiento total, se observa en la colina de rendimientos que el punto de diseño de la turbina corresponde a un x = 15 mm y a una velocidad de n = 1100 rpm. Para el caso del rodete no realizaremos los cálculos por desconocer el caudal de diseño.

Con las características del punto de diseño calculamos la “**velocidad específica**”, en función de la potencia (n<sub>s</sub>; n° de Kammerer), y la velocidad específica adimensional (ω<sub>s</sub>).

$n_s = \frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}(\text{CV ó kW})}}{H_{\text{neto}}^{\frac{5}{4}}}$	(hay que especificar si la potencia se ha expresado en CV ó en kW)
punto de diseño, η máx	

$\omega_s = \frac{\omega \left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) \cdot \sqrt{\frac{\text{Pot}}{\rho}}}{(g \cdot H_{\text{neto}})^{\frac{5}{4}}}$
punto de diseño, η máx



### - Cálculo de $n_s$ y $\omega_{st}$ :

Punto de diseño:

$$\left. \begin{array}{l} n = 1100 \text{ rpm} \\ x = 15 \text{ mm} \\ H_{\text{neto}} = 18,6 \text{ m} \end{array} \right\} \text{Pot}_{\text{eje}} = 543,93 \text{ W} = 0,74 \text{ CV}$$

$$n_s = \frac{1100 \text{ rpm} \cdot \sqrt{0,74 \text{ CV}}}{18,6^{\frac{5}{4}} \text{ m}} = 24,50$$

$$\omega_s = \frac{1100 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \sqrt{\frac{0,74}{1000}}}{(9,8 \cdot 18,6)^{\frac{5}{4}}} = 0,00468$$

## Conclusiones

- A la vista de los resultados obtenidos, se ha llegado a la conclusión de que el punto de diseño, para un salto de agua de 18,6 metros, es el correspondiente a una velocidad de rotación de la turbina de 1100 rpm y una apertura del inyector de 15 mm (10 vueltas del micrómetro), como se observa en la colina de rendimientos. Con estas condiciones se consigue una potencia en el eje de 543,93 W (0,74 CV) y una velocidad específica de 24,5. Esta velocidad se encuentra entre los valores normales para una turbina Pelton de un único inyector ( $n_s$  entre 10 y 30), lo que aconseja su utilización en vez de una Francis o una Kaplan.

Por otra parte el rendimiento máximo, que se da en el punto de diseño, es del 70,75%. Este valor es inferior al que se suele obtener en este tipo de turbinas ( $\approx 90\%$ ), debido a las reducidas dimensiones del equipo, lo que hace que aumenten las pérdidas.

- En la colina de rendimientos se aprecia como al ir abriendo el inyector, el rendimiento máximo para cada una de sus posiciones, se va desplazando desde 1000 rpm hasta 1100 rpm, aproximadamente.

Además, tanto en esta gráfica como en las gráficas  $\eta_{\text{total}} - n$ , se ve que para cada posición del inyector ( $x$ ) el rendimiento crece conforme se aumentan las revoluciones de la turbina, llega a un máximo, y luego decrece, llegando hasta cero cuando la turbina está embalada. El punto de embalamiento se produce a unas revoluciones cada vez mayores, al ir abriendo el inyector.

- De las gráficas obtenidas se ve claramente cómo al abrir el inyector, el caudal y el diámetro de la vena contracta ( $d_0$ ) aumentan y la velocidad del chorro en la vena contracta ( $C_1$ ) disminuye, cumpliéndose siempre la ecuación de continuidad:

$$Q = C_1 \cdot \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = C_1 \cdot S_x \cdot C_c$$

- El coeficiente de contracción va disminuyendo al aumentar el caudal, y en el punto de diseño tiene un valor de 0,797. Según Don Ariel R. Marchegiani, ingeniero de la Universidad Nacional del Comahue (Argentina), una buena tobera es aquella que produce una contracción de la vena tal que la relación de los diámetros – de la vena ( $d_0$ ) y de la tobera ( $d_t$ ) – es:  $d_0 > d_t \cdot 0,775$ . Se va a comprobar que esta relación se cumple en nuestra turbina en el punto de diseño:



De la ecuación 6:

$$c_c = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4 S_x}$$

Sabemos que para  $x = 15$  mm:  $c_c = 0,797$ ;  $S_x = 284$  mm<sup>2</sup> (figura 6); y  $d_t = 19,53$  mm

Despejando  $d_0$  y sustituyendo estos valores obtenemos:

$$d_0 = \sqrt{\frac{c_c \cdot S_x \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,797 \cdot 284 \cdot 4}{\pi}} = 16,976 \text{ mm}$$

Y la relación de diámetros queda:

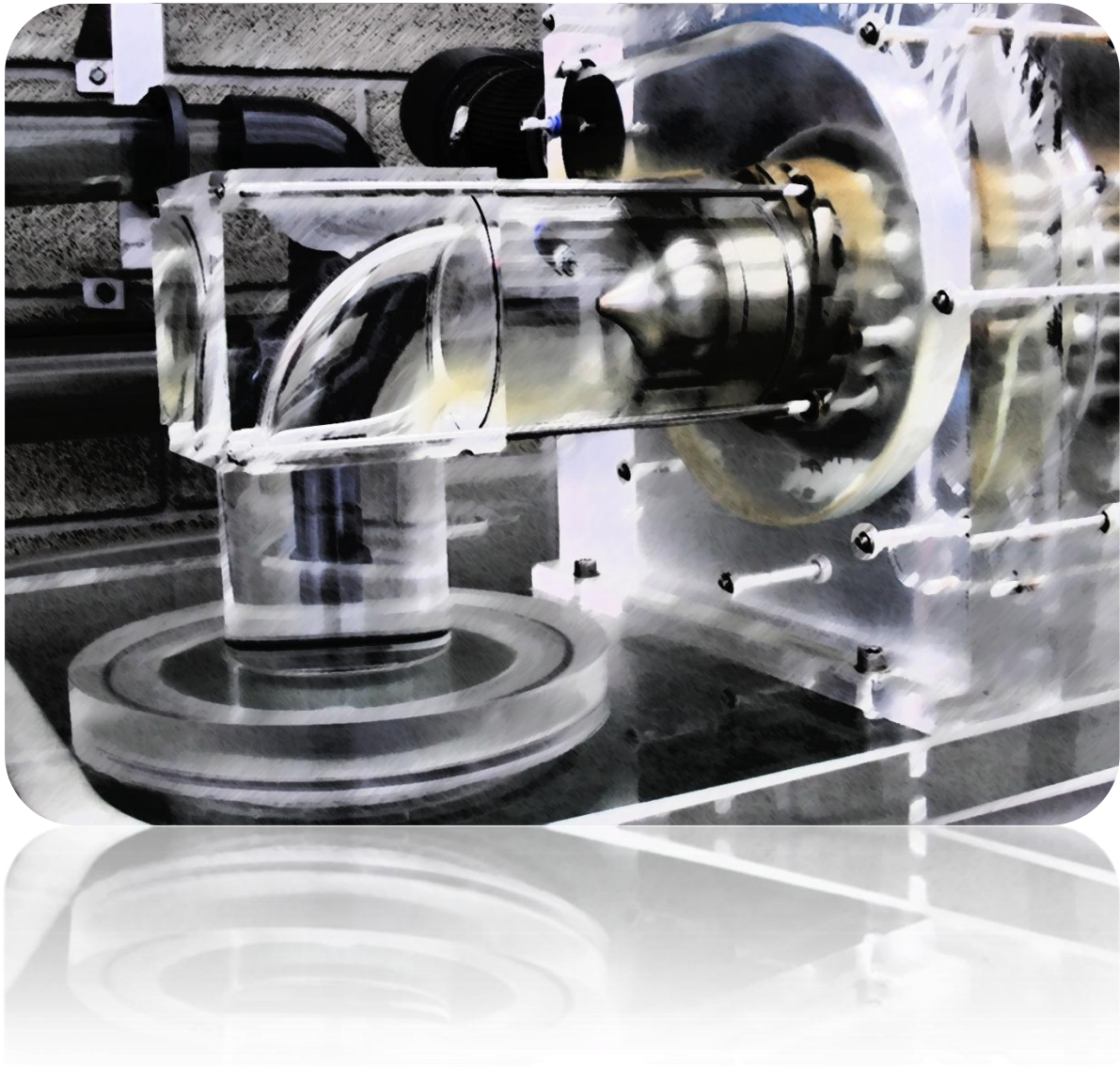
$$\frac{d_0}{d_t} = \frac{16,976}{19,53} = 0,869 > 0,775$$

Por lo que se puede concluir que es una buena tobera.



## PRÁCTICA 8

### Estudio experimental de una turbina Kaplan







## OBJETIVOS

- Comprender el funcionamiento de una turbina Kaplan y conocer sus componentes.
- Deducir experimentalmente las curvas del rendimiento total de la turbina ( $\eta_t$ ), del caudal (Q) y de la potencia en el eje ( $Pot_{eje}$ ) en función de la velocidad  $n$  (rpm) para diversos grados de apertura del distribuidor y para una orientación fija de los álabes del rodete, con **altura neta** cte. en el entorno de  **$H \approx 8$  m**  
El salto de agua lo simularemos con una bomba centrífuga, en un circuito cerrado, como muestra la Fig. 9.
- Dibujar las curvas de isorrendimiento, “**colinas de rendimiento**” (considerando el rendimiento total) en un diagrama ( $n$ , grado de apertura del distribuidor) para una **altura neta uniforme** de  **$H = 8$  m**
- Determinar a qué velocidad debe girar la turbina para obtener el máximo rendimiento total ( $\eta_t$ ), para diversos caudales y altura neta constante de  **$H = 8$  m**

## FUNDAMENTOS TEÓRICOS

La turbina Kaplan es una turbina de reacción, es decir, la energía potencial que posee el flujo de agua al entrar en la turbina se transforma en energía cinética y de presión íntegramente en el rodete, siendo la presión a la salida del mismo menor que a su entrada.

Además es una turbina de flujo axial, ya que el fluido se mueve en la dirección del eje de la máquina. El fluido suele entrar en la máquina con una rotación, normalmente generada por la cámara espiral o por álabes directores situados a la entrada. Al pasar por los álabes de la turbina esta rotación es absorbida. A la salida de los álabes el fluido sigue moviéndose en dirección axial pero la rotación ha desaparecido casi completamente. Es precisamente esa variación (rotación – no rotación) la que encierra la energía que absorbe la turbina.

Por otra parte, la principal característica de las turbinas Kaplan es la posibilidad de regular la orientación de los álabes del rodete. Por eso se las suele llamar de doble regulación, debido a que puede variarse tanto el caudal de entrada de agua como el ángulo de las palas del rodete, adaptándose muy bien a cualquier carga y permitiendo obtener siempre el máximo rendimiento. Tiene pues una curva de rendimiento plana.

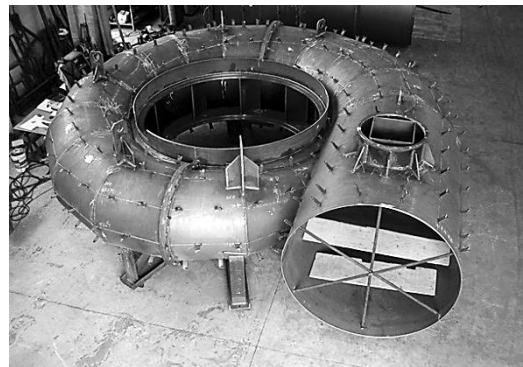
Son adecuadas para flujos de pequeña altura y gran caudal.

El inconveniente que tiene es su elevado precio en comparación con las turbinas hélice, a causa del mecanismo de orientación de los álabes y de la doble regulación, que exige dos servomotores, dos válvulas de distribución de aceite y el combinador.

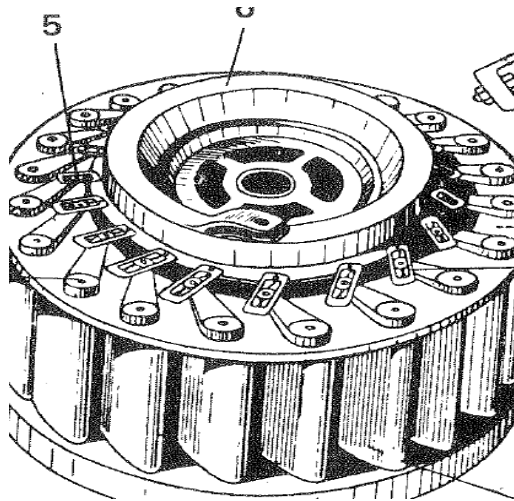
Los componentes que forman la turbina Kaplan son los siguientes:

- Cámara espiral:

La cámara espiral es el órgano encargado de realizar la admisión del agua a la turbina y su función es doble: transformar la energía de presión del fluido en energía cinética y conseguir una admisión uniforme a través de toda la circunferencia del rodete mediante un órgano móvil llamado distribuidor. Para alturas  $H$  importantes, la caja espiral es metálica y de sección generalmente circular; en cambio, para pequeñas alturas se construye de hormigón y de sección casi rectangular. En el caso de la turbina utilizada en las prácticas la sección es circular principalmente, pues aunque la turbina y la altura son pequeñas, se ha elegido esta solución por motivos didácticos.



- Distribuidor Fink:

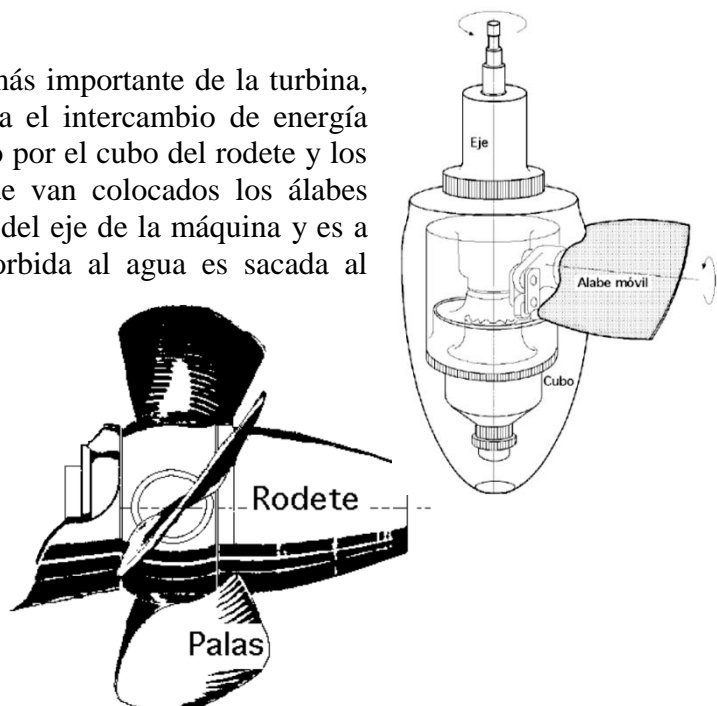


Una vez hemos conseguido una distribución uniforme del agua y la transformación de la energía del fluido de presión en velocidad, pasamos al distribuidor Fink. Su misión es recoger todo el agua de la cámara espiral y prepararla para la entrada en el rodete de la turbina, pudiéndose regular el caudal de funcionamiento de la misma mediante el accionamiento de los álabes del distribuidor. Estos álabes son nueve para asegurar el solapamiento entre ellos y poder cerrar completamente el paso del agua, y tienen forma de espiral con un ángulo de tangencia de  $20^\circ$ . Así se consigue que para la posición de diseño los álabes no interfieran en el flujo del agua, con lo que no sufrirán ningún esfuerzo. Sólo

en el caso de variar la posición de los álabes fuera del punto de diseño, el agua ejercerá un momento sobre ellos que los cambiará de su orientación original.

- Rodete:

El rodete es sin lugar a dudas la pieza más importante de la turbina, pues es en este órgano donde se realiza el intercambio de energía entre el agua y la máquina. Está formado por el cubo del rodete y los álabes. Se llama cubo a la pieza donde van colocados los álabes móviles. El cubo del rodete forma parte del eje de la máquina y es a través de él por donde la energía absorbida al agua es sacada al exterior. Su forma es esférica en la parte central de las palas y en la parte de salida tiene una nariz redondeada. La función de esta nariz es la de ir aumentando la sección de paso del agua de una manera suave y progresiva para evitar desprendimientos en la capa límite del agua. Además el cubo del rodete alberga todo el sistema de accionamiento del giro de los álabes de la turbina, que puede verse con detenimiento en la sección siguiente.



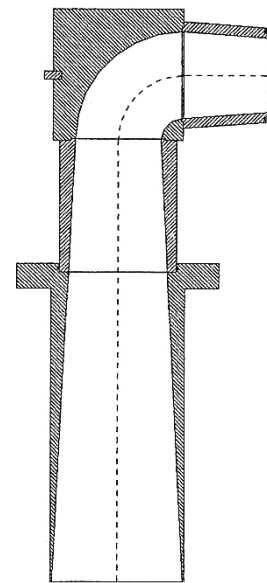
Por otra parte, el número de álabes del rodete está íntimamente relacionado con la altura neta  $H$  y con el número específico de revoluciones  $n_s$ , factores de los que depende el peligro de cavitación. El número de álabes se ha de seleccionar con el fin de reducir este peligro. Como al aumentar  $H$  aumenta el peligro de cavitación, el número de álabes habrá de ser tanto mayor cuanto mayor sea  $H$ . Sin embargo el número de álabes no puede ser mucho mayor que ocho, porque al aumentar la “superficie mojada” el rendimiento empeora. En nuestro caso, el número de álabes es cuatro.

Además, al aumentar con la altura neta el número de álabes y los esfuerzos que éste soporta, las dimensiones del cubo deberán ser mayores. Con ello se reduce la sección de paso para el flujo, empeora el rendimiento hidráulico de la turbina y aumenta el peligro de cavitación. Tal es la barrera que impide la instalación de turbinas Kaplan en saltos mayores de 70 u 80 metros.

#### - Tubo de descarga

El tubo de descarga, llamado también tubo de aspiración por trabajar en depresión, forma parte de la turbina; en consecuencia, la sección final de aquél podría considerarse como sección de salida  $S$  de ésta. Su función es recuperar toda la energía cinética posible y volverla a energía de presión aprovechable por la turbina, así como aumentar la altura del salto hasta la superficie libre del agua del depósito. A la salida de la turbina el agua lleva una velocidad axial bastante alta (de unos 4 m/s según el cálculo teórico). Si esta agua sale al depósito, toda esa velocidad se estrellará contra el agua y se perderá en turbulencias y calor. Sin embargo, si reducimos su velocidad antes de verterla al depósito, recuperaremos toda esa energía para la turbina. En la práctica, donde las alturas de salto no son muy grandes y las velocidades tienen mucha importancia, el tubo de aspiración adquiere una importancia capital, ya que permite aprovechar al máximo la poca altura de la que disponen y recuperar toda la energía que pueda llevar todavía el agua. En este tipo de turbinas el tubo de descarga puede representar el 20 o 30% del rendimiento de la turbina.

Su diseño ideal es muy sencillo: tan sólo un tronco de cono con un ángulo de apertura de 10 a 20° es suficiente para asegurar una recuperación de la presión sin que se produzca desprendimiento en la capa límite del fluido. En la práctica suele ser más complicado porque hay que añadir un codo de 90° y el tubo de aspiración rara vez puede ser circular. En nuestro caso también necesitamos un codo de 90° para cambiar la dirección de la salida del agua, ya que la máquina es de eje horizontal y necesitamos bajar el agua hasta el depósito. En el codo la sección de paso se mantiene constante para facilitar su mecanizado y para reducir al máximo las pérdidas en él.



## Número específico de revoluciones y antorcha cavitante

El número específico de revoluciones o velocidad específica es el número de revoluciones a las que debería girar una turbomáquina hidráulica para suministrar al eje (turbina hidráulica) o al fluido (bomba) una potencia de 1 CV en un salto de 1 m con óptimo rendimiento.

$$n_s = \frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}(\text{CV ó kW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}} \quad \left. \vphantom{\frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}(\text{CV ó kW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}}} \right\} \text{ punto de diseño, } \eta \text{ máx} \quad (1)$$

Esta velocidad específica rige el estudio comparativo de la velocidad de las turbinas y es la base para su clasificación. Se emplea en la elección de la turbina más adecuada para un caudal y altura conocidos. En general se usan las turbinas Pelton para  $n_s$  comprendidos entre 10 y 75 y las Francis para  $n_s$  comprendidos entre 75 y 450.

Las turbinas Kaplan se adaptan a grandes caudales y pequeñas alturas, siendo utilizadas para saltos de entre 4 y 80 m y  $n_s$  entre 200 y 900. El equipo del que se dispone está preparado para una altura de diseño de 8,7 m y un caudal normal de funcionamiento de 50 m<sup>3</sup>/h. Con estos datos se obtiene un  $n_s$  de en torno a 200, que está en el límite de poder considerar una turbina Kaplan, aunque en condiciones normales lo más lógico sería colocar una Francis.

Por otra parte, el factor más importante en la elección del  $n_s$  o del tipo de turbina, es el control de la cavitación. La cavitación consiste en la aparición de burbujas de vapor y su posterior implosión, produciendo presiones locales muy elevadas que pueden dañar los equipos. Estas burbujas aparecen en zonas del líquido donde la presión resulta ser igual o inferior a la de saturación a la misma temperatura. Básicamente se trata de un proceso de ebullición. Cuando estas burbujas llegan a una zona de mayor presión colapsan bruscamente, induciendo una onda de presión en el medio que las rodea. Este efecto suele ir acompañado de vibraciones y debe ser evitado.

En el caso de las turbinas, la zona crítica para la aparición de cavitación es la salida del rodete, donde se tienen las presiones más bajas, concretamente la parte de atrás de los álabes o extradós, que pueden resultar seriamente erosionados. A parte de la cavitación de burbujas ya mencionada, existe otro tipo de cavitación que puede darse en las turbinas de reacción, la llamada de antorcha.

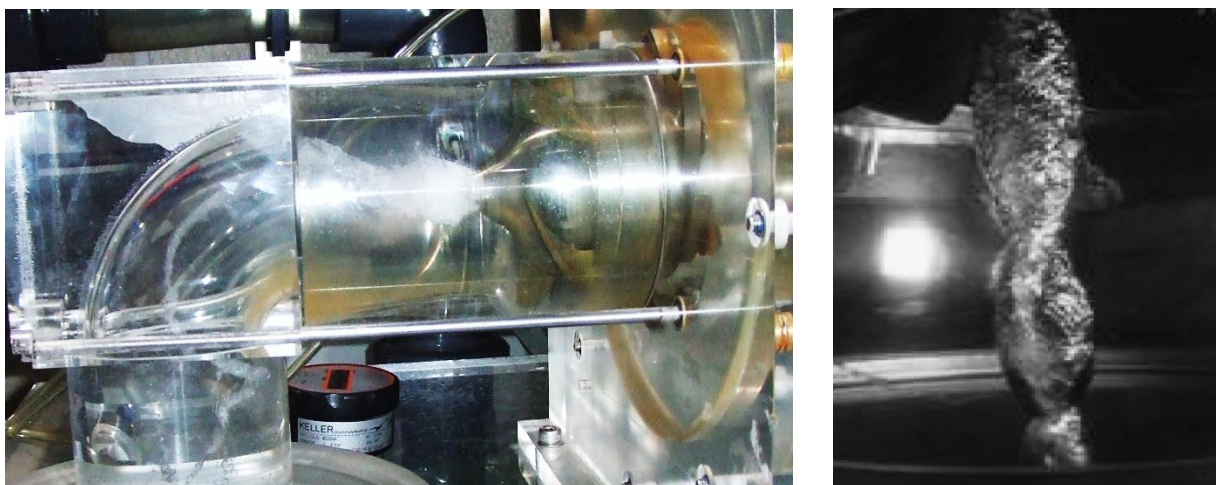


Fig. 1: Ejemplos de antorchas en uno de los equipos del laboratorio de la UPNA y en un banco de ensayos.



Cuando una turbina está operando a cargas parciales o en sobrecarga, el flujo que sale del rodete tiene una componente de rotación. El remolino formado por dicha rotación genera una zona de baja presión en su núcleo que tiende a cavitarse y que se conoce como antorcha. La antorcha produce una deformación del flujo a la salida del rodete y genera una fluctuación de presión circunferencial. Tal fluctuación genera a su vez otra de componente axial de la masa del fluido en tubos de aspiración acodados que puede entrar en resonancia con las frecuencias propias del tubo de aspiración o de la tubería forzada provocando un funcionamiento inestable de la máquina.

Cada tipo de turbina, para cada velocidad o potencia, tiene un límite máximo de la altura de aspiración  $H_s$  que no puede excederse si se quiere evitar la cavitación. La cavitación, como ya se ha visto, aparece cuando en un lugar determinado de la turbina la presión del agua llega a ser igual o inferior a la presión de saturación del vapor de agua a la temperatura reinante. Si  $H_s$  aumenta, disminuye proporcionalmente la presión por igual en todos los puntos, y en particular en el punto o zona en que tiene lugar la presión mínima. Por eso, si se excede el límite máximo de  $H_s$  sobreviene la cavitación. La siguiente gráfica muestra estas conclusiones.

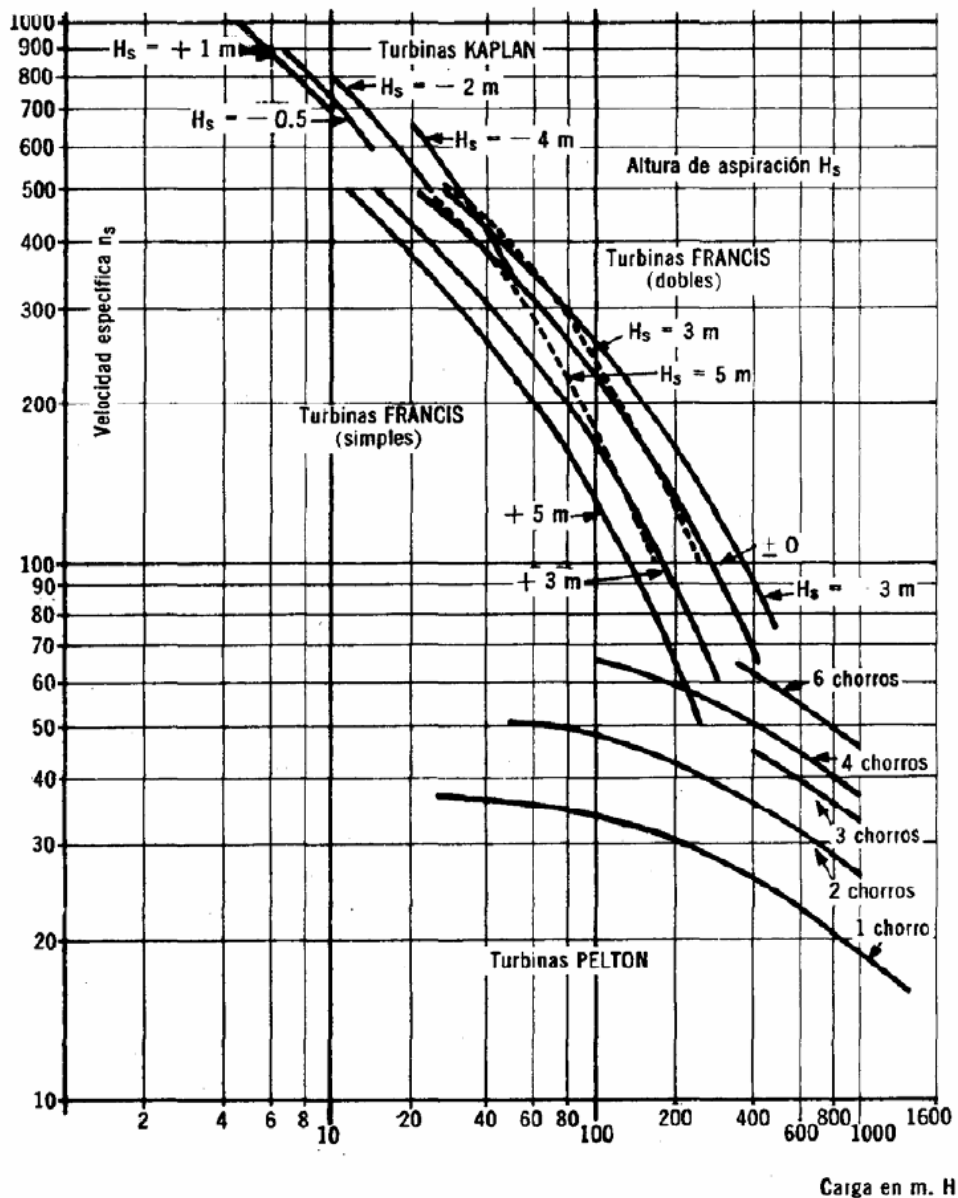


Fig.2: Límite de cavitación para la velocidad específica en turbinas.

## MECANISMO DE REGULACIÓN DE LOS ÁLABES DEL RODETE

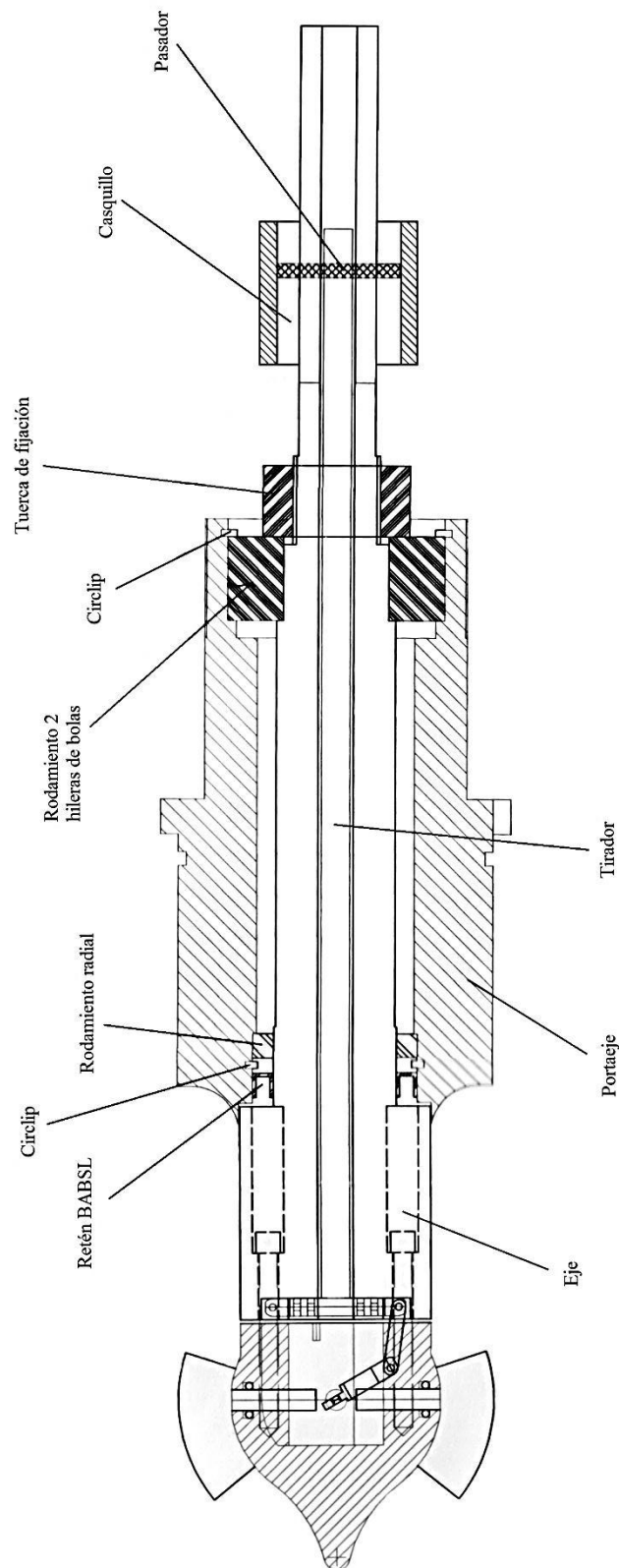


Fig. 3: Sección en la que se aprecian los diferentes elementos que intervienen en el mecanismo de regulación de los álabes del rodete.

En las turbinas Kaplan convencionales el mecanismo para el giro de los álabes del rodete es accionado por un servomotor de aceite, mandado por el sistema de regulación. El mecanismo es del tipo biela manivela, igual que en la turbina que se utilizará en esta práctica, sólo que en este caso el accionamiento es manual.

Cada una de las cuatro manivelas se une al eje de los álabes mediante un tornillo prisionero, por un lado, y a la biela por el otro. Las bielas a su vez se unen al tirador, que es una varilla de acero situada en el interior del eje de la turbina y que al desplazarla mueve el mecanismo biela manivela y, por tanto, los álabes.

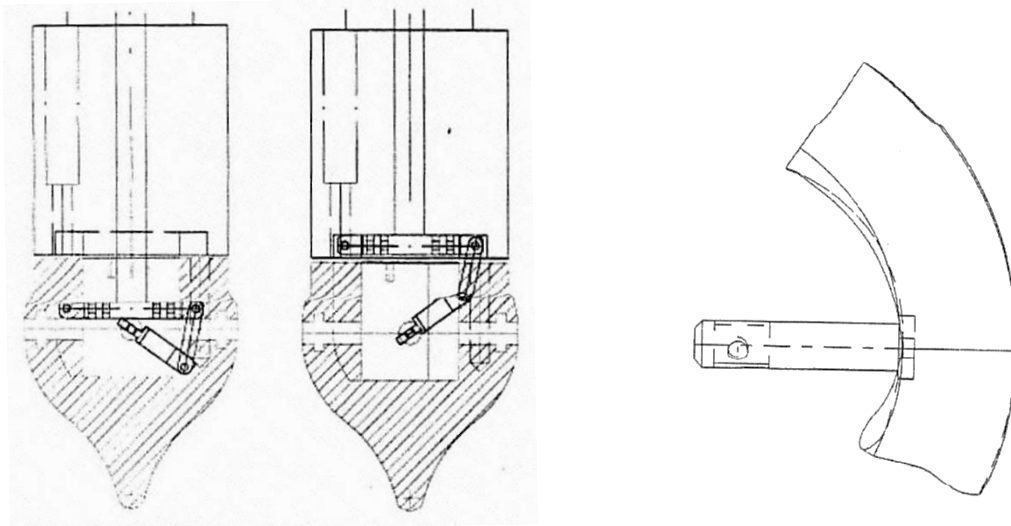


Fig. 4: Montaje biela manivela en sus dos posiciones extremas y álabe del rodete.

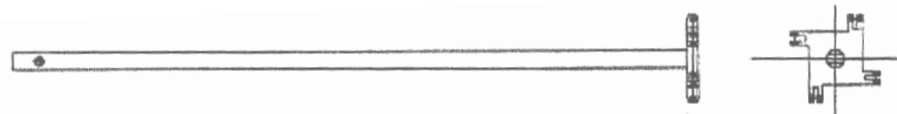


Fig. 5: Tirador.

El tirador está guiado por dos casquillos deslizantes que permiten un desplazamiento suave por el interior del eje. Tiene un agujero al final por donde se introduce un pasador apoyado en el casquillo, como puede verse en la figura 3. El desplazamiento horizontal de este casquillo permite la apertura o el cierre de los álabes.

Puesto que se va a realizar la práctica para un ángulo de apertura fijo de los álabes del rodete, el casquillo exterior que conecta con el tirador debe permanecer inmóvil.



Fig. 6: Placas desmontables.

No obstante, si se parte de una posición de máxima apertura y se van cerrando los álabes del rodete, el agua incide cada vez más perpendicular sobre ellos, ocasionando un par de fuerzas que se transmite al tirador y por tanto al casquillo, desplazándolo hacia la parte derecha del eje. Si restringimos este movimiento con un tope evitaremos que los álabes se abran. Por eso se han diseñado una serie de placas metálicas desmontables de diferentes anchuras que hacen esta función de tope.

Son un total de 6, difiriendo la anchura de cada placa 3 mm de la placa inmediatamente mayor, y constan de dos partes simétricas que se unen entre sí abrazando el eje por medio de dos tornillos. Además hay una séptima posición que corresponde a no colocar placa alguna, que es cuando el casquillo alcanza el límite derecho. No es necesario sujetar el casquillo por la parte izquierda ya que el par del agua sobre los álabes nunca podrá empujar el sistema en ese sentido. Todas tienen un número grabado por una cara (que debe quedar en la parte superior) y tantas muescas en un lateral como indique el número (que deben quedar mirando hacia el operario).

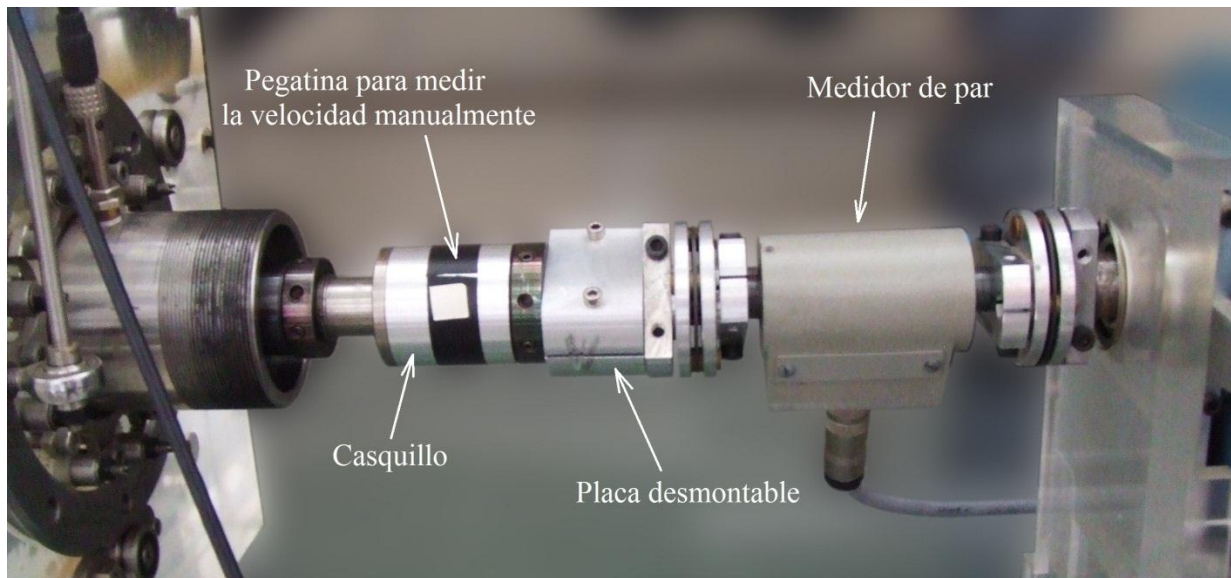


Fig. 7: Montaje del mecanismo de regulación de los álabes.

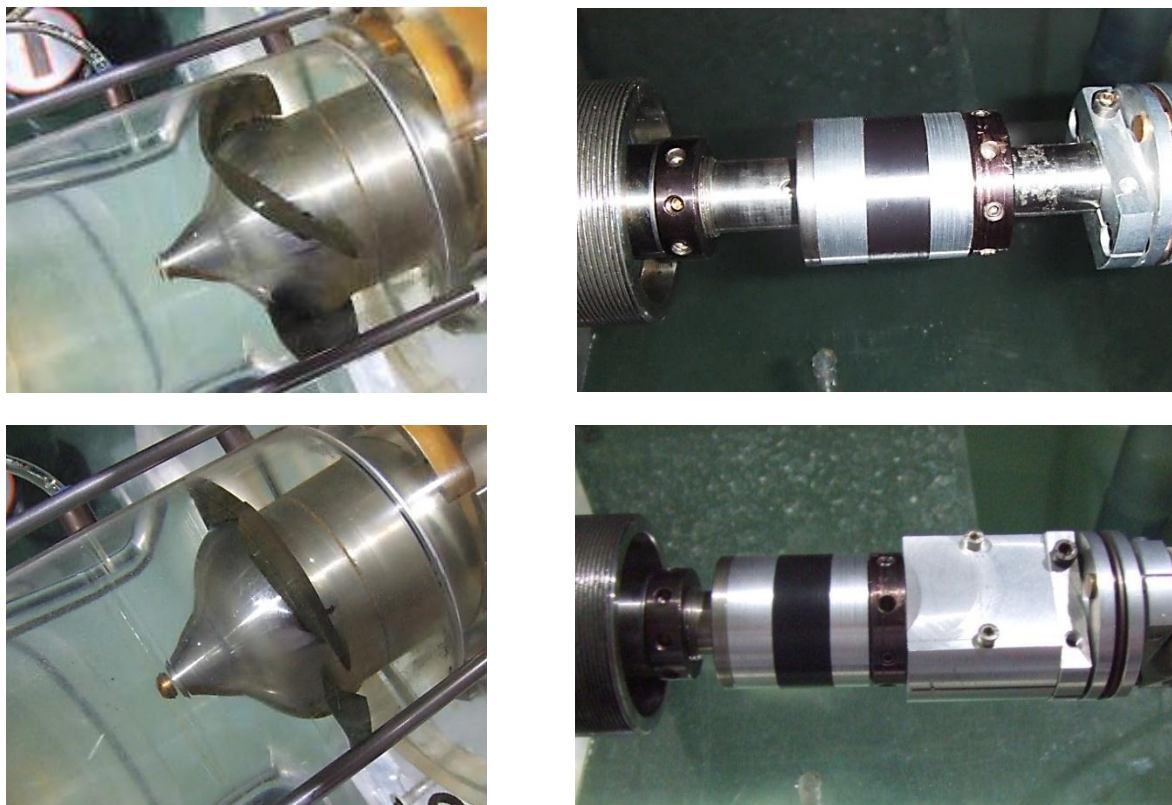


Fig. 8: Posiciones extremas del casquillo. Sin ningún tope cuando los álabes están totalmente abiertos y con la placa número 1 cuando los álabes están completamente cerrados.





Se observa en todas las fotos que el casquillo posee una cinta negra alrededor de él. Esta cinta tiene una pegatina blanca que permite medir la velocidad de rotación de la turbina con un tacómetro manual. Se van a realizar todas las medidas de la velocidad de la turbina de esta manera a pesar de que se dispone de un tacómetro electrónico. Esto es así porque pese a estar correctamente calibrado, sólo marca correctamente la velocidad de rotación hasta las 1200 rpm, aproximadamente. Estos dispositivos constan de una corona dentada alrededor del eje y de un sensor que detecta los dientes cada vez que uno de ellos pasa junto a él. Sabiendo el número de dientes de la corona, el dispositivo electrónico calcula la velocidad de rotación. Sin embargo, se ha comprobado que estos dientes tienen una altura irregular que impide al sensor contabilizar correctamente el número de dientes a altas revoluciones, dando valores erróneos.

## MONTAJE EXPERIMENTAL

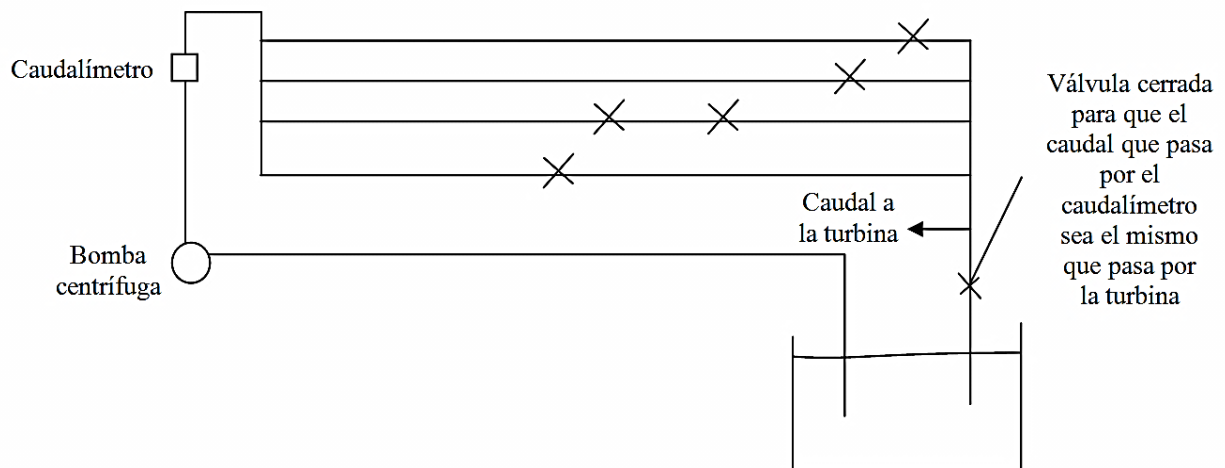


Fig. 9: Manejando alguna de las cinco válvulas, que están en las cuatro tuberías horizontales en paralelo simularemos una altura neta constante, aproximadamente, en la turbina.

## DESARROLLO ANALÍTICO

### ALTURA NETA DE LA TURBINA

Si aplicamos Bernoulli entre la entrada y la salida de la turbina tenemos:

$$\frac{P_e}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} = \frac{P_s}{\rho g} + z_s + \frac{v_s^2}{2g} + H \quad (2)$$

y despejando la altura:

$$H = \frac{P_e}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{P_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g} \quad (3)$$

Como consideramos el nivel del agua en el tanque  $z = 0$  y en ese punto  $P = P_{atm}$ :

$$H = \frac{P_{man_e} + \rho g z_{man_e}}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{P_{atm} - \rho g z_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g} \quad (4)$$

$$H = \frac{P_{man_e} + \rho g z_{man_e}}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{\rho g z_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g}$$

Simplificando:

$$H = \frac{P_{man_e}}{\rho g} + z_{man_e} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (4')$$

Por último, como  $Q = V \cdot S$

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad (5)$$

Por lo tanto, la fórmula para el cálculo de la altura neta queda:

$$H = \frac{P_{man_e}}{\rho g} + z_{man_e} + z_e + \frac{\left(\frac{4Q}{\pi D_e^2}\right)^2 - \left(\frac{4Q}{\pi D_s^2}\right)^2}{2g} \quad (6)$$

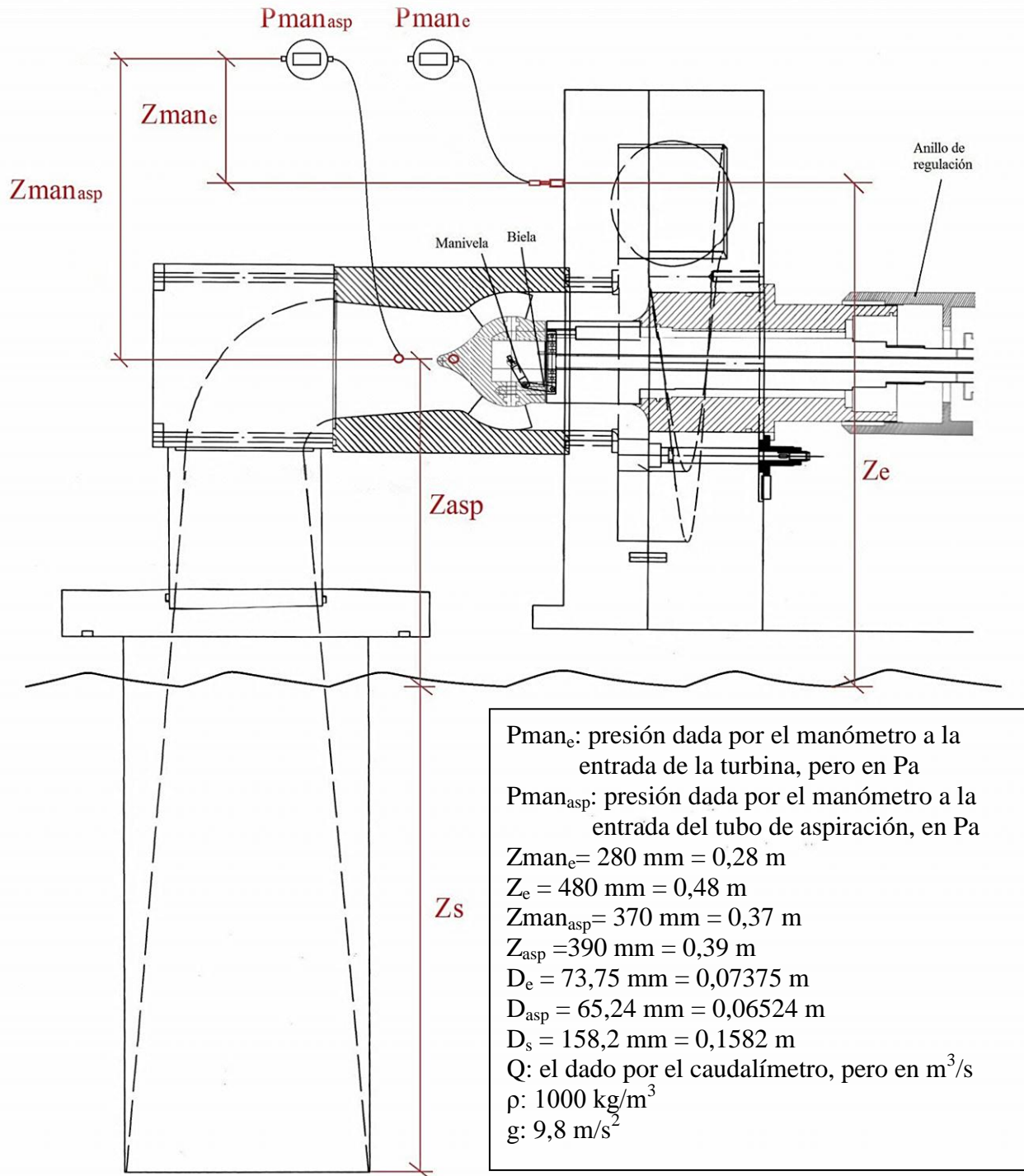


Fig. 10: Sección que incluye las diferentes alturas de las tomas de presión.



Si sustituimos los datos anteriores en la fórmula (6), quedará la altura en función del caudal y de la presión de entrada, en unidades del SI.

$$H = \frac{P_{man_e} \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,8} + 0,28 + 0,48 + \frac{\left(\frac{4Q/3600}{\pi \cdot 0,07375^2}\right)^2 - \left(\frac{4Q/3600}{\pi \cdot 0,1582^2}\right)^2}{2 \cdot 9,8} \quad (6')$$

$$H = \frac{P_{man_e} \cdot 10^5}{9800} + 0,76 + \frac{\left(\frac{4Q/3600}{\pi \cdot 0,07375^2}\right)^2 - \left(\frac{4Q/3600}{\pi \cdot 0,1582^2}\right)^2}{19,6} \quad (6'')$$

Cuando estemos haciendo medidas, para una posición fija del distribuidor y de los álabes del rodete, al ir aumentando la velocidad la presión indicada por el manómetro oscilará, cambiará aleatoriamente, lo que nos obligaría a estar continuamente jugando con las válvulas del circuito hidráulico para modificarla y aproximarla, más o menos, a la necesaria para que con el caudal que tengamos la altura sea  $H \approx 8 \text{ m}$ .

Como indica la siguiente tabla:

Q(m <sup>3</sup> /h)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)
	para un altura neta H=8 m
49,4	0,66
51,8	0,65
52,7	0,65
51,8	0,66
50,6	0,66
47,3	0,66
45,6	0,67

Sin embargo, como la influencia del caudal en la presión del manómetro es pequeña para mantener la altura constante, realizaremos la práctica manteniendo constante la presión en:

**Presión del manómetro = P<sub>man<sub>e</sub></sub> = 0,67 bar**

Posteriormente transformaremos las medidas obtenidas mediante las relaciones de semejanza a las que habríamos obtenido si realmente la altura neta hubiera sido, rigurosamente, **8 m**. Se ha elegido una altura de 8 m en vez de 8,7 m, que es la altura de diseño, para un mejor aprovechamiento práctico, ya que con 8,7 m se obtienen menos datos y la calidad de las gráficas a representar empeora.

## ALTURA DE PÉRDIDAS

Se aplica Bernoulli entre la entrada y la salida de la tubería de aspiración:

$$h_{p_{asp}} = \frac{P_{asp}}{\rho g} + z_{asp} + \frac{v_{asp}^2}{2g} - \left( \frac{P_s}{\rho g} + z_s + \frac{v_s^2}{2g} \right) \quad (7)$$



Simplificando:

$$h_{pasp} = \frac{P_{asp}}{\rho g} + z_{asp} + \frac{v_{asp}^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (7')$$

Y entonces:

$$h_{pasp} = \frac{P_{manasp}}{\rho g} + z_{manasp} + z_{asp} + \frac{v_{asp}^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (7'')$$

que son las pérdidas, en forma de altura, a lo largo de la tubería de aspiración.

Es posible que en la práctica se obtengan valores negativos de  $h_{pasp}$ , lo cual supondría que tendríamos ganancias, en vez de una pérdida de altura en la tubería de aspiración. Esto, lógicamente, no puede suceder en la realidad. Lo que sucede es que en la ecuación de la energía (ecuación 7) no se ha tenido en cuenta la energía de rotación del fluido a la salida del rodete, habiéndose considerado únicamente la componente perpendicular a la sección de la tubería.

Si fuéramos capaces de calcular este sumando, las pérdidas de altura en la tubería de aspiración aumentarían y no se obtendrían valores negativos.

## POTENCIA NETA

Es la que el agua entrega a la turbina, la que pierde el flujo. Es la potencia que tiene el agua a la entrada de la turbina menos la que tiene a la salida (que la hemos aproximado a cero).

Analíticamente queda expresada:

$$Pot_{neta} = H \cdot Q \cdot \rho \cdot g \quad (8)$$

## POTENCIA ÚTIL

Es la potencia mecánica que nos entrega la turbina en su eje ( $Pot_{eje}$ ), el producto del “momento de fuerzas” que transmite el eje de la turbina al generador por su velocidad angular.

La velocidad angular la medimos mediante un sensor inductivo que detecta el paso de los dientes de una pequeña corona dentada que tiene el eje o mediante el tacómetro manual.

El frenado de la turbina lo haremos con un **generador eléctrico coaxial**, de modo que variando la frecuencia eléctrica generada controlamos la velocidad de la turbina durante el ensayo.

El “momento de fuerzas” se mide de la siguiente manera:

Coaxial a la turbina colocamos un generador eléctrico que absorbe todo el “par” del eje, y este generador está anclado en un columpio que también es coaxial con el eje de la turbina. El “par de fuerzas” exterior que se ha de hacer sobre el columpio para que no gire, para que no se desplace angularmente, es igual al “par” que entrega la turbina y absorbe el generador.

$$Pot_{util} = Pot_{eje} = M \cdot \omega \quad (9)$$

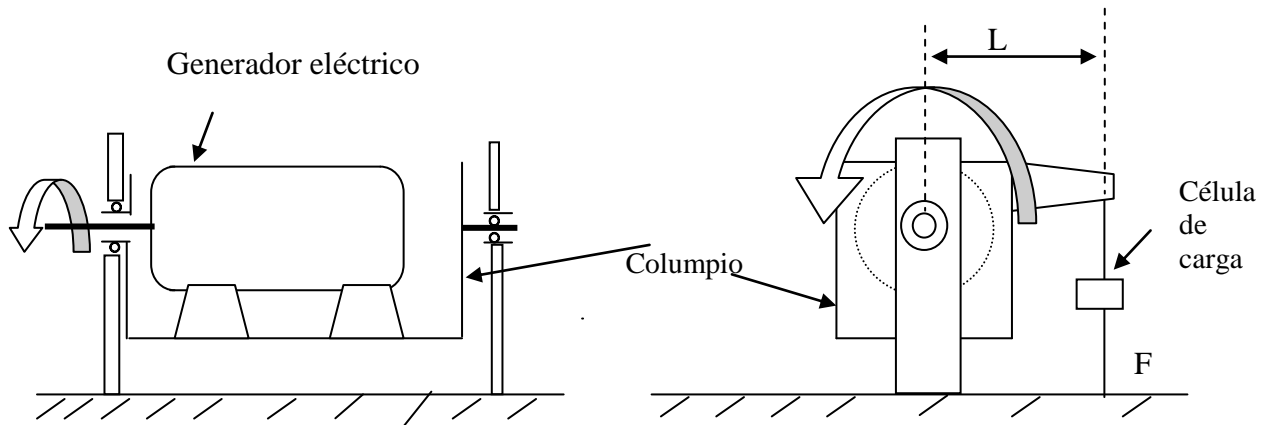


Fig. 11: Un esquema de cómo el generador eléctrico, que hace de freno a la turbina, está montado sobre el columpio. La fuerza (F), que mide la célula de carga, multiplicada por su mínima distancia al eje (L), nos da el par que transmite el eje (M).

## RENDIMIENTO TOTAL

Como es lógico ha de definirse:

$$\eta_{\text{total}} = \frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{\text{Pot}_{\text{neta}}} \quad (10)$$

No se ha mencionado un posible rendimiento volumétrico, y esto es porque se supone que el rodete está bien diseñado y por tanto se considera:  $\eta_{\text{volumétrico}} = 1$

## PARÁMETROS QUE HAN DE MEDIRSE

Se hará un conjunto de medidas para una apertura de los álabes del rodete del 33,3%, correspondiente a la colocación de la placa desmontable número 3.

Para esta posición fija de los álabes se tomarán valores para distintas aperturas del distribuidor correspondientes a distintas posiciones del micrómetro. El cierre total del distribuidor corresponde a la posición 6 mm del micrómetro (0 % de apertura) y la apertura total a la posición 16 mm (100 % de apertura).

Las posiciones del micrómetro con las que se operará irán del 50% (11 mm del micrómetro) hasta el 100 %. Para aperturas menores no se obtiene la altura deseada de 8 metros.

Para cada posición del distribuidor variaremos la velocidad de la turbina y tomaremos entre 6 y 8 valores distintos. Lo haremos imponiendo diversas frecuencias a la corriente eléctrica producida por el generador, lo cual se hace mediante un variador de frecuencia.

Se procurará experimentar, para cada posición del distribuidor, con las velocidades propuestas como orientativas; en los cálculos se tendrán en cuenta las que realmente se hayan medido. Se añadirá la velocidad de embalamiento (M=0).



Se ha elegido el intervalo comprendido entre 600 rpm y 2400 rpm. Puede suceder que en torno a las 2400 rpm no se llegue al embalamiento. En este caso no se tomarán más valores debido a que el incremento de la velocidad puede ocasionar fuertes vibraciones y un comportamiento anómalo y peligroso de la turbina. Si el embalamiento llega antes de 2400 rpm no se tomarán más medidas.

Los datos se tomarán en una gráfica como la siguiente, para las velocidades orientativas que aparecen en la misma:

Valores medidos, experimentales					
Micr. (mm)	$P_{man_e}$ (bar)	$P_{man_{asp}}$ (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)
1	2	3	4	5	6
13 % apertura			600		
			900		
			1200		
			1500		
			1800		
			2100		
			2400		
			Embalamiento ( )		cero

Conforme se va incrementando la velocidad los valores de la presión cambiarán. Se deberán cambiar a  $P_{man_e} = 0,67$  bar manipulando las diferentes válvulas para que  $H = 8$  m. No obstante, no se obtendrá en casi ninguna medida este valor, si no que variará ligeramente: 8,07; 8,12; 7,85; 8,05...

Como se trata de simular un salto de agua de altura constante, mediante las **relaciones de semejanza** calcularemos los puntos homólogos a los medidos y que tengan, todos ellos, **una altura neta constante de  $H = 8$  m**

A los valores homólogos a los obtenidos experimentalmente y correspondientes a  **$H = 8$  m** les llamaremos **“datos experimentales corregidos”**. Son los valores experimentales que habríamos obtenido para Q, n y Par si la altura neta real hubiese sido constantemente **8 m**.



**TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS (equipo nº: \_\_\_)**

- **Apertura de los álabes: 33,3 %**

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
11 50%														
								Q <sub>medio</sub>						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
11,5 55%														
								Q <sub>medio</sub>						





Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
12 60%														
								Q <sub>medio</sub>						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
12,5 65%														
								Q <sub>medio</sub>						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
13 70%														
								Q <sub>medio</sub>						



Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
13,5 75%														
								Q <sub>medio</sub>						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
14 80%														
								Q <sub>medio</sub>						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
14,5 85%														
								Q <sub>medio</sub>						



Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
15 90%														
								Q <sub>medio</sub>						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
15,5 95%														
								Q <sub>medio</sub>						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
16 100%														
								Q <sub>medio</sub>						



## CONSTRUCCIÓN DE LAS TABLAS

Para cada posición del distribuidor construiremos una tabla. Veamos una de ellas columna a columna.

Las seis primeras columnas son los valores directamente medidos. El par lo medimos con la célula de carga que mide fuerza, pero ya está multiplicada por su brazo, que es una constante, y por tanto en el display aparece el “par de fuerzas” en (N·m).

### 7ª Columna:

Calculamos la altura neta (H) mediante la expresión (6’).

### 8ª Columna:

De los valores medidos hemos obtenido diversas alturas netas “H”. Debido a las fluctuaciones en las medidas, en vez de obtener una sola “H” obtenemos diversas, aunque muy parecidas.

Pues bien, corregimos estas medidas a las que habríamos obtenido si la altura neta hubiera sido rigurosamente constante e igual a  $H = 8 \text{ m}$

A los valores de “n”, “Q”, y “par” así obtenidos les llamaremos “experimentales corregidos”, puntos homólogos.

La velocidad de rotación corregida; n (homóloga), es la velocidad de la turbina que corresponde al punto homólogo al medido, pero con:  $H_{\text{homóloga}} = 8 \text{ m}$

$$\frac{H_{\text{homóloga}}}{H} = \left( \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow \text{Obtenemos: } n_{\text{homóloga}}$$

### 9ª Columna:

El caudal del punto homólogo al medido y que corresponde a  $H_{\text{homóloga}} = 8 \text{ m}$  Se obtiene:

$$\frac{Q_{\text{homólogo}}}{Q} = \frac{n_{\text{homólogo}}}{n} \Rightarrow \text{Obtenemos: } Q_{\text{homólogo}}$$

### 10ª Columna:

El par del punto homólogo:

$$\frac{\text{Pot}_{\text{homóloga}}}{\text{Pot}} = \left( \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^3 = \frac{\text{Par}_{\text{homóloga}}}{\text{Par}} \cdot \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \Rightarrow$$

$$\frac{\text{Par}_{\text{homólogo}}}{\text{Par}} = \left( \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow \text{Par}_{\text{homólogo}}$$

Ya tenemos los valores “experimentales corregidos”  $n_{\text{homólogo}}$ ,  $Q_{\text{homólogo}}$ ,  $\text{Par}_{\text{homólogo}}$ , todos ellos correspondientes a la altura neta  $H_{\text{homóloga}} = 8 \text{ m}$



### A partir de ahora todos los cálculos se harán sobre estos valores

#### 11ª Columna:

Potencia útil de la turbina ó potencia en el eje, de la ecuación (9).

#### 12ª Columna:

Potencia neta, de la ecuación (8) calculada con el caudal medio de la columna “9”, y la altura neta:  $H = 8 \text{ m}$

#### 13ª Columna:

Rendimiento total de la turbina, de la ecuación (10).

#### 14ª Columna:

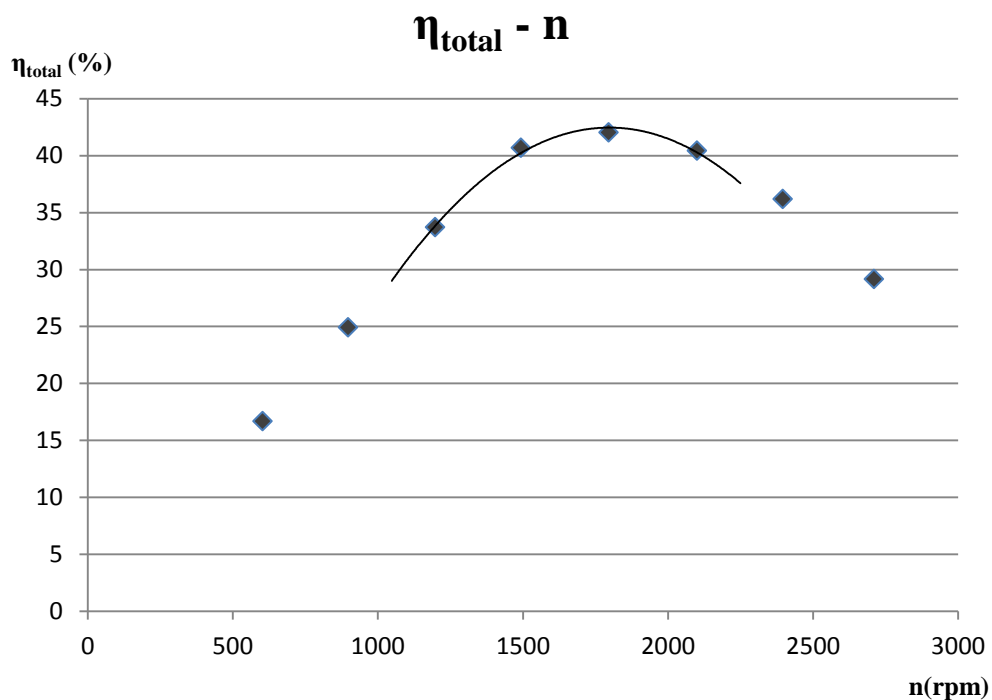
Altura de pérdidas en la tubería de aspiración, de la ecuación (7’’).

## GRÁFICAS QUE HAY QUE REALIZAR

En total se realizarán 14 gráficas:

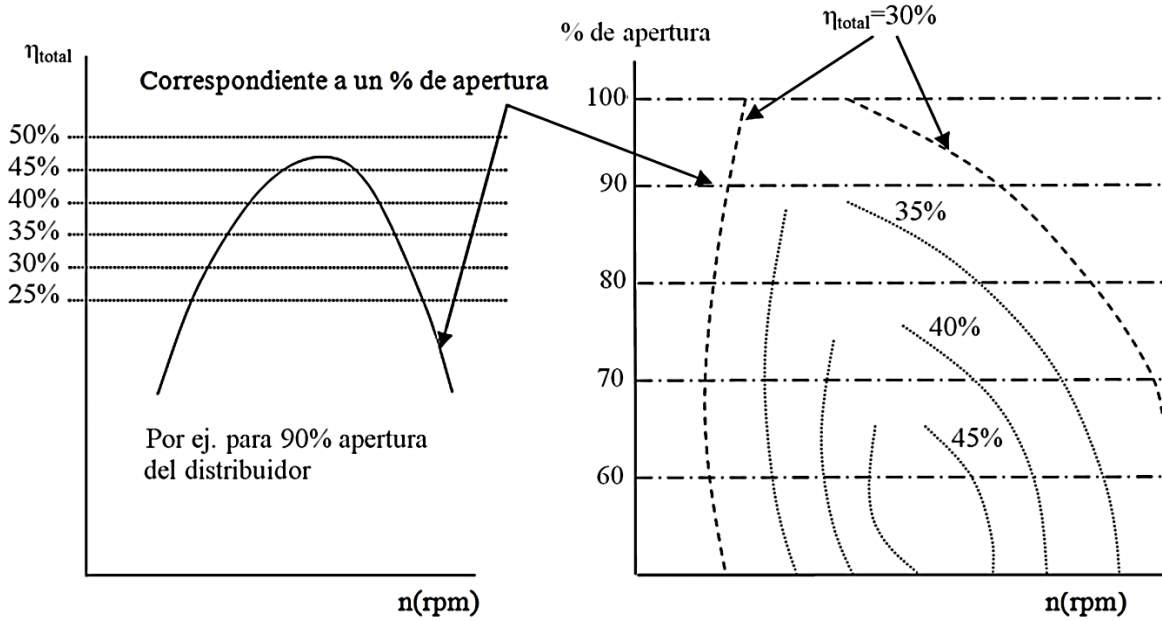
- Gráficas rendimiento total ( $\eta_{\text{total}}$ ) – nº de revoluciones de la turbina ( $n$ ).

Para cada posición del distribuidor, se representará el rendimiento total (columna 13) respecto al nº de revoluciones de la turbina (columna 8):





- Gráfica colina de rendimientos

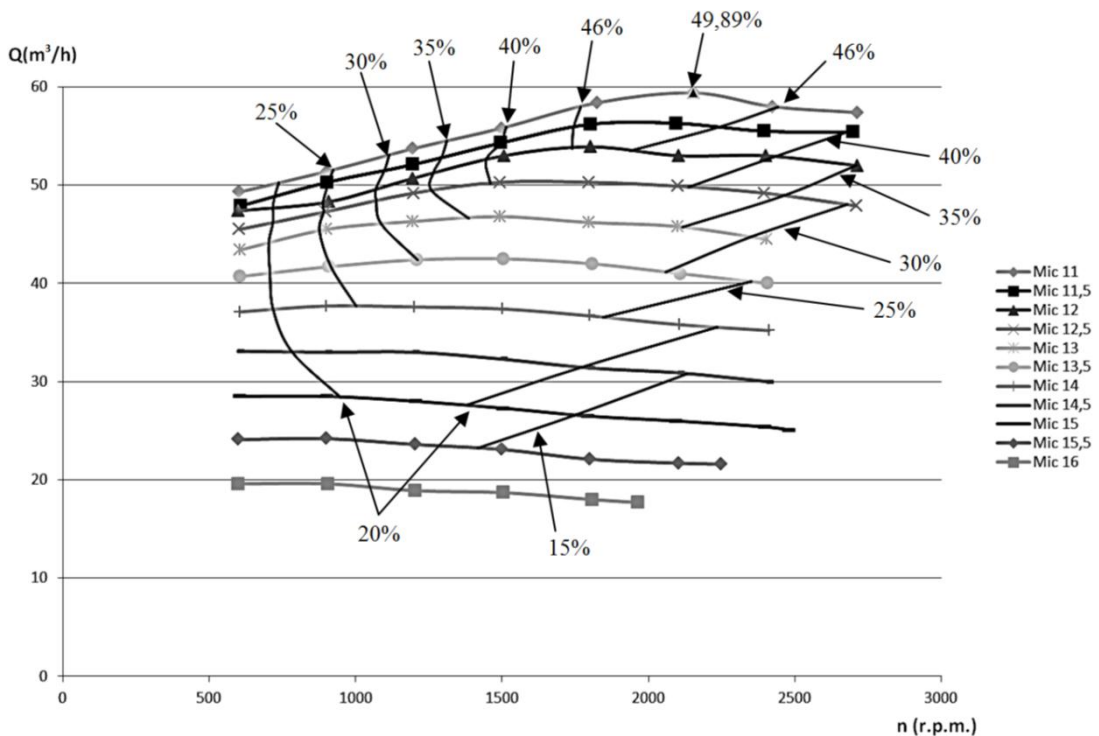


Los datos para construir la colina de rendimientos los tomaremos de los gráficos anteriores, de las intersecciones de las rectas horizontales con la curva ajustada y luego uniendo, aproximadamente, los puntos de igual rendimiento.

Se tomarán preferiblemente los rendimientos: 15%, 20%, 25%, 30%, 35%, 40%, 45% y el máximo alcanzado.

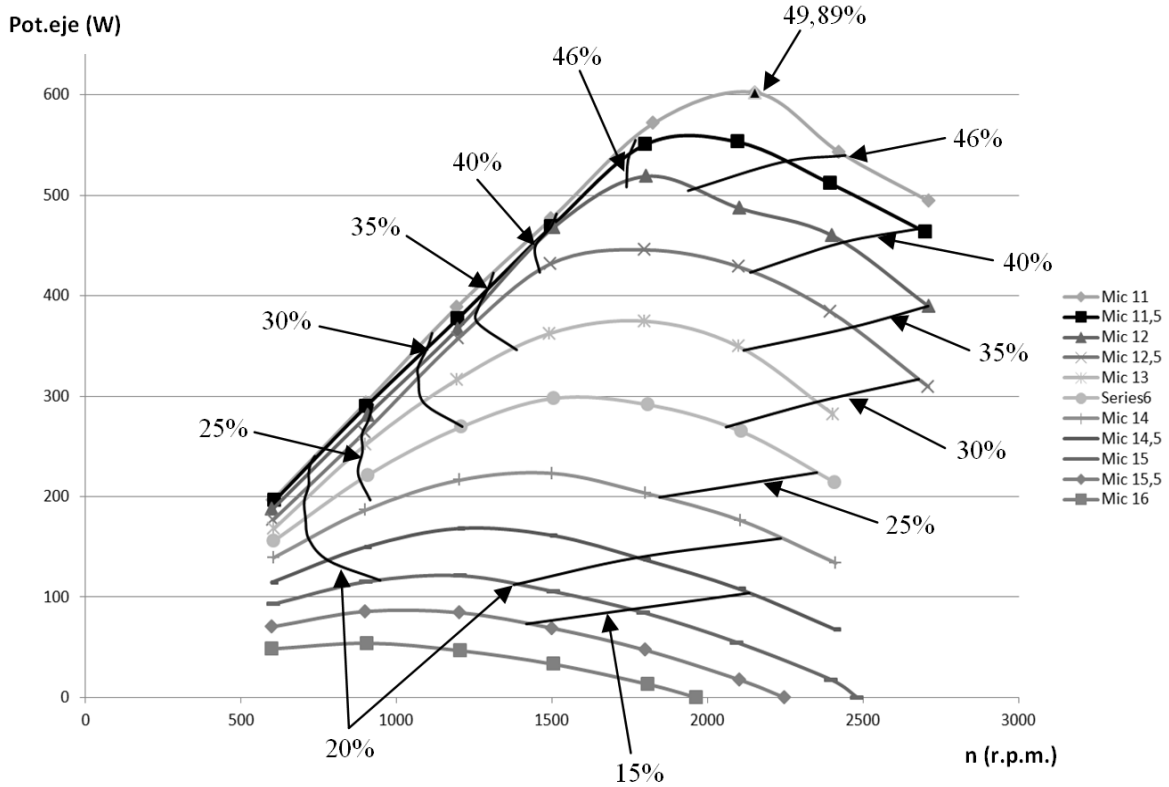
- Gráfica caudal (Q) – nº de revoluciones de la turbina (n)

- a) Se representarán en una misma gráfica las curvas Q – n para cada posición del distribuidor.
- b) A la gráfica anterior se le añadirán las curvas del rendimiento total de la colina de rendimientos.





- Gráfica Potencia eje (Pot. eje) – nº de revoluciones de la turbina (n)
  - a) Se representarán en una misma gráfica las curvas Pot. eje – n para cada posición del distribuidor.
  - b) A la gráfica anterior se le añadirán las curvas del rendimiento total de la colina de rendimientos.



### Cálculo del número específico de revoluciones y de la velocidad específica adimensional

De la colina de rendimientos, intentaremos apreciar dónde está el rendimiento máximo, para qué “caudal” o porcentaje de apertura del distribuidor y para qué velocidad (n). Sería como las coordenadas de la cima de la montaña. Ese punto de máximo rendimiento lo tomaremos como el **punto de diseño** de la turbina.

Con las características del punto de diseño calculamos la “**velocidad específica**”, en función de la potencia (n<sub>s</sub>; nº de Kammerer), y la velocidad específica adimensional (ω<sub>s</sub>).

$n_s = \frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}(\text{CV ó kW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}}$ <p style="text-align: right; margin-right: 20px;">} punto de diseño, η máx</p>	<p>(hay que especificar si la potencia se ha expresado en CV ó en kW)</p>
---	---

$\omega_s = \frac{\omega \text{ (rad/s)} \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}/\rho}}{(g \cdot H_{\text{neta}})^{\frac{5}{4}}}$ <p style="text-align: right; margin-right: 20px;">} punto de diseño, η máx</p>
--



## TRABAJO A REALIZAR

- Completar las tablas de valores medidos y calculados.
- Realizar las gráficas.
- Cálculo del punto de diseño, del número específico de revoluciones y de la velocidad específica adimensional
- Comentarios e interpretación de los resultados.

### Resultados obtenidos

Punto de diseño:

- $n = \underline{\hspace{2cm}}$  rpm
  - % de apertura del distribuidor =  $\underline{\hspace{2cm}}$
  - $H_{\text{neta}} = 8 \text{ m}$
  - $\eta_{\text{máx}} = \underline{\hspace{2cm}}$  %
- }  $\text{Pot}_{\text{eje}} = \underline{\hspace{2cm}}$   $W = \underline{\hspace{2cm}}$  CV

$$n_s = \frac{n \text{ (rpm)} \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}} \text{ (CV)}}}{8^{\frac{5}{4}} \text{ m}} =$$

$$\omega_s = \frac{n \text{ (rpm)} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \sqrt{\frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{1000}}}{(9,8 \cdot 8)^{\frac{5}{4}}} =$$

**El trabajo presentado ha de ser personal de cada alumno.**

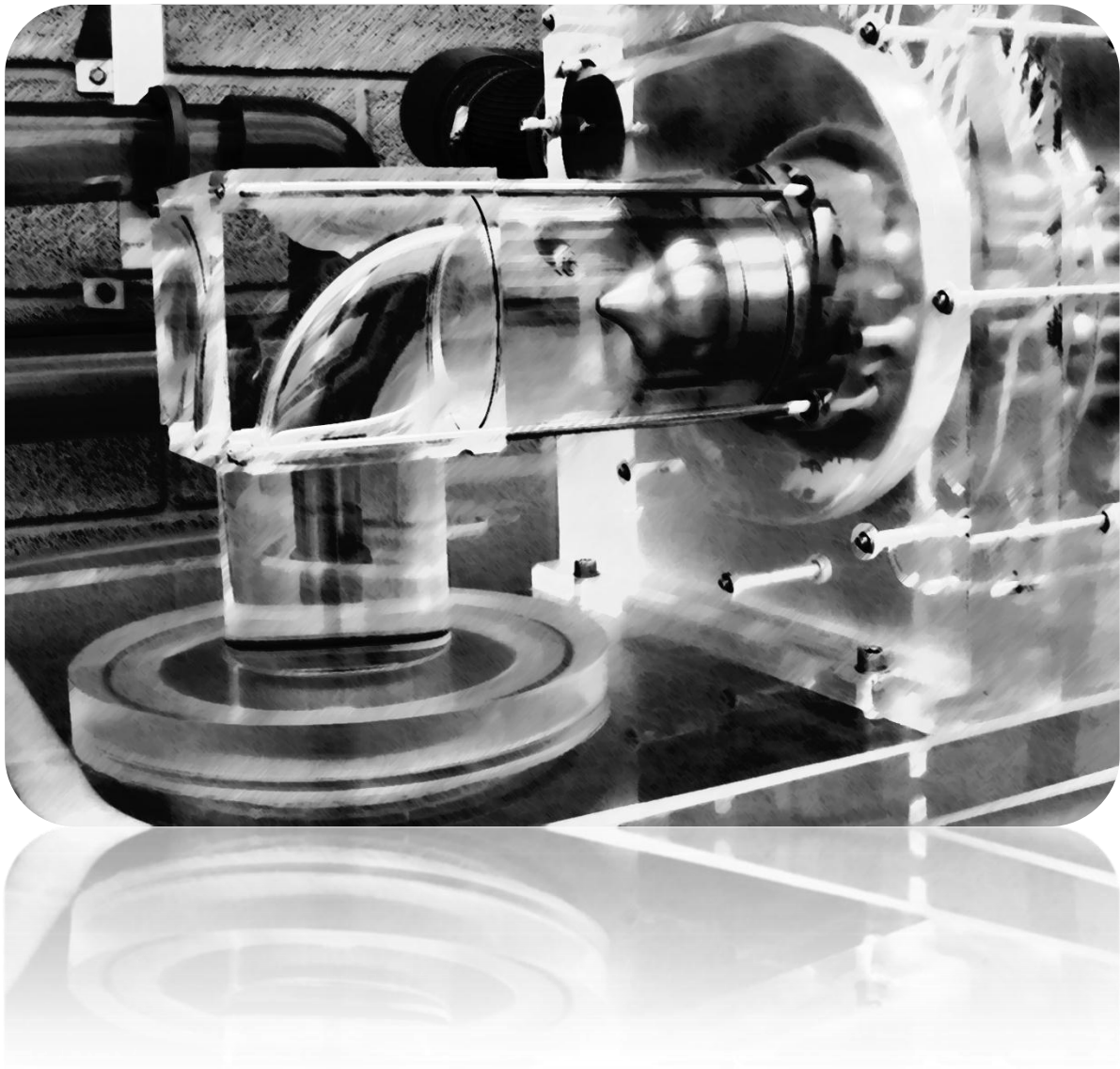




# PRÁCTICA 8

(Guión para el profesor)

## Estudio experimental de una turbina Kaplan





## OBJETIVOS

- Comprender el funcionamiento de una turbina Kaplan y conocer sus componentes.
- Deducir experimentalmente las curvas del rendimiento total de la turbina ( $\eta_t$ ), del caudal (Q) y de la potencia en el eje ( $Pot_{eje}$ ) en función de la velocidad  $n$  (rpm) para diversos grados de apertura del distribuidor y para una orientación fija de los álabes del rodete, con **altura neta** cte. en el entorno de  **$H \approx 8$  m**  
El salto de agua lo simularemos con una bomba centrífuga, en un circuito cerrado, como muestra la Fig. 9.
- Dibujar las curvas de isorrendimiento, “**colinas de rendimiento**” (considerando el rendimiento total) en un diagrama ( $n$ , grado de apertura del distribuidor) para una **altura neta uniforme** de  **$H = 8$  m**
- Determinar a qué velocidad debe girar la turbina para obtener el máximo rendimiento total ( $\eta_t$ ), para diversos caudales y altura neta constante de  **$H = 8$  m**

## FUNDAMENTOS TEÓRICOS

La turbina Kaplan es una turbina de reacción, es decir, la energía potencial que posee el flujo de agua al entrar en la turbina se transforma en energía cinética y de presión íntegramente en el rodete, siendo la presión a la salida del mismo menor que a su entrada.

Además es una turbina de flujo axial, ya que el fluido se mueve en la dirección del eje de la máquina. El fluido suele entrar en la máquina con una rotación, normalmente generada por la cámara espiral o por álabes directores situados a la entrada. Al pasar por los álabes de la turbina esta rotación es absorbida. A la salida de los álabes el fluido sigue moviéndose en dirección axial pero la rotación ha desaparecido casi completamente. Es precisamente esa variación (rotación – no rotación) la que encierra la energía que absorbe la turbina.

Por otra parte, la principal característica de las turbinas Kaplan es la posibilidad de regular la orientación de los álabes del rodete. Por eso se las suele llamar de doble regulación, debido a que puede variarse tanto el caudal de entrada de agua como el ángulo de las palas del rodete, adaptándose muy bien a cualquier carga y permitiendo obtener siempre el máximo rendimiento. Tiene pues una curva de rendimiento plana.

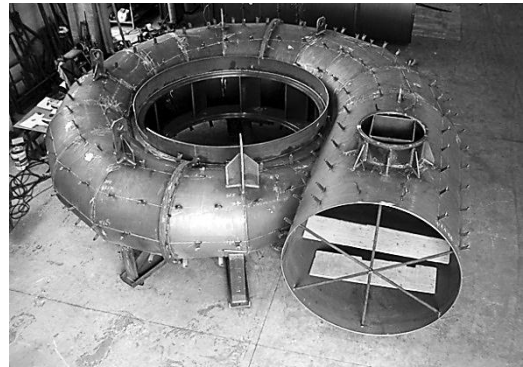
Son adecuadas para flujos de pequeña altura y gran caudal.

El inconveniente que tiene es su elevado precio en comparación con las turbinas hélice, a causa del mecanismo de orientación de los álabes y de la doble regulación, que exige dos servomotores, dos válvulas de distribución de aceite y el combinador.

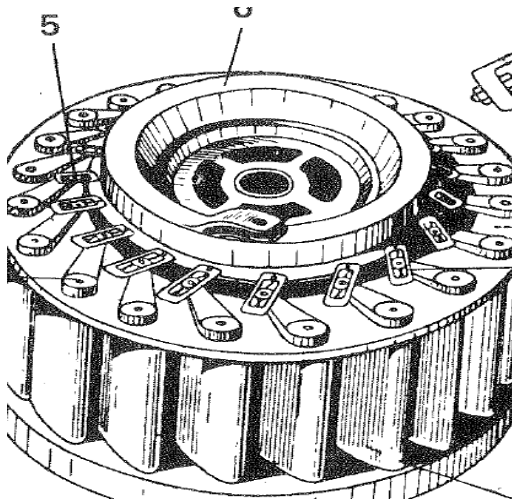
Los componentes que forman la turbina Kaplan son los siguientes:

### - Cámara espiral:

La cámara espiral es el órgano encargado de realizar la admisión del agua a la turbina y su función es doble: transformar la energía de presión del fluido en energía cinética y conseguir una admisión uniforme a través de toda la circunferencia del rodete mediante un órgano móvil llamado distribuidor. Para alturas  $H$  importantes, la caja espiral es metálica y de sección generalmente circular; en cambio, para pequeñas alturas se construye de hormigón y de sección casi rectangular. En el caso de la turbina utilizada en las prácticas la sección es circular principalmente, pues aunque la turbina y la altura son pequeñas, se ha elegido esta solución por motivos didácticos.



### - Distribuidor Fink:

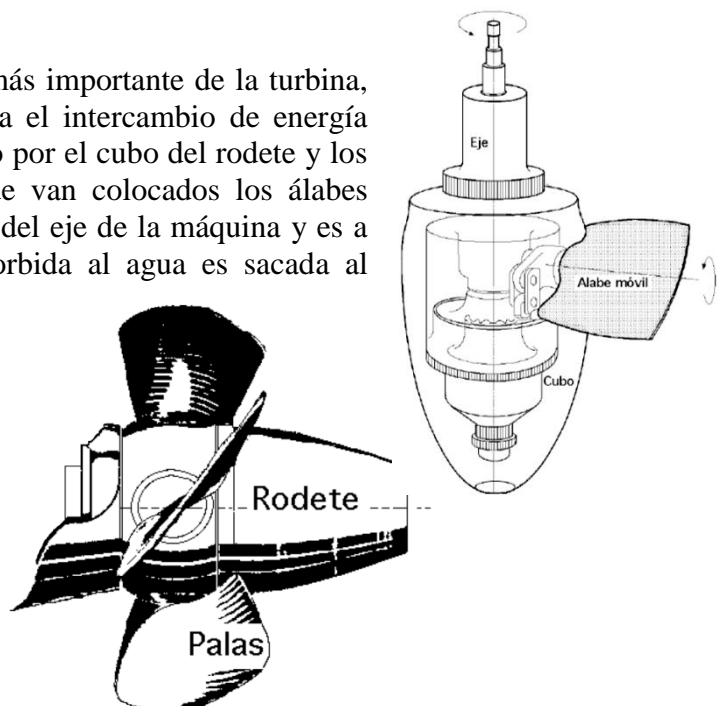


Una vez hemos conseguido una distribución uniforme del agua y la transformación de la energía del fluido de presión en velocidad, pasamos al distribuidor Fink. Su misión es recoger todo el agua de la cámara espiral y prepararla para la entrada en el rodete de la turbina, pudiéndose regular el caudal de funcionamiento de la misma mediante el accionamiento de los álabes del distribuidor. Estos álabes son nueve para asegurar el solapamiento entre ellos y poder cerrar completamente el paso del agua, y tienen forma de espiral con un ángulo de tangencia de  $20^\circ$ . Así se consigue que para la posición de diseño los álabes no interfieran en el flujo del agua, con lo que no sufrirán ningún esfuerzo. Sólo

en el caso de variar la posición de los álabes fuera del punto de diseño, el agua ejercerá un momento sobre ellos que los cambiará de su orientación original.

### - Rodete:

El rodete es sin lugar a dudas la pieza más importante de la turbina, pues es en este órgano donde se realiza el intercambio de energía entre el agua y la máquina. Está formado por el cubo del rodete y los álabes. Se llama cubo a la pieza donde van colocados los álabes móviles. El cubo del rodete forma parte del eje de la máquina y es a través de él por donde la energía absorbida al agua es sacada al exterior. Su forma es esférica en la parte central de las palas y en la parte de salida tiene una nariz redondeada. La función de esta nariz es la de ir aumentando la sección de paso del agua de una manera suave y progresiva para evitar desprendimientos en la capa límite del agua. Además el cubo del rodete alberga todo el sistema de accionamiento del giro de los álabes de la turbina, que puede verse con detenimiento en la sección siguiente.



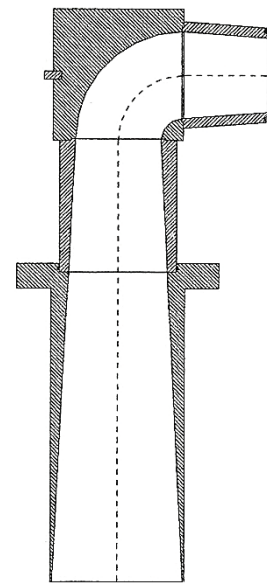
Por otra parte, el número de álabes del rodete está íntimamente relacionado con la altura neta  $H$  y con el número específico de revoluciones  $n_s$ , factores de los que depende el peligro de cavitación. El número de álabes se ha de seleccionar con el fin de reducir este peligro. Como al aumentar  $H$  aumenta el peligro de cavitación, el número de álabes habrá de ser tanto mayor cuanto mayor sea  $H$ . Sin embargo el número de álabes no puede ser mucho mayor que ocho, porque al aumentar la “superficie mojada” el rendimiento empeora. En nuestro caso, el número de álabes es cuatro.

Además, al aumentar con la altura neta el número de álabes y los esfuerzos que éste soporta, las dimensiones del cubo deberán ser mayores. Con ello se reduce la sección de paso para el flujo, empeora el rendimiento hidráulico de la turbina y aumenta el peligro de cavitación. Tal es la barrera que impide la instalación de turbinas Kaplan en saltos mayores de 70 u 80 metros.

#### - Tubo de descarga

El tubo de descarga, llamado también tubo de aspiración por trabajar en depresión, forma parte de la turbina; en consecuencia, la sección final de aquél podría considerarse como sección de salida  $S$  de ésta. Su función es recuperar toda la energía cinética posible y volverla a energía de presión aprovechable por la turbina, así como aumentar la altura del salto hasta la superficie libre del agua del depósito. A la salida de la turbina el agua lleva una velocidad axial bastante alta (de unos 4 m/s según el cálculo teórico). Si esta agua sale al depósito, toda esa velocidad se estrellará contra el agua y se perderá en turbulencias y calor. Sin embargo, si reducimos su velocidad antes de verterla al depósito, recuperaremos toda esa energía para la turbina. En la práctica, donde las alturas de salto no son muy grandes y las velocidades tienen mucha importancia, el tubo de aspiración adquiere una importancia capital, ya que permite aprovechar al máximo la poca altura de la que disponen y recuperar toda la energía que pueda llevar todavía el agua. En este tipo de turbinas el tubo de descarga puede representar el 20 o 30% del rendimiento de la turbina.

Su diseño ideal es muy sencillo: tan sólo un tronco de cono con un ángulo de apertura de 10 a 20° es suficiente para asegurar una recuperación de la presión sin que se produzca desprendimiento en la capa límite del fluido. En la práctica suele ser más complicado porque hay que añadir un codo de 90° y el tubo de aspiración rara vez puede ser circular. En nuestro caso también necesitamos un codo de 90° para cambiar la dirección de la salida del agua, ya que la máquina es de eje horizontal y necesitamos bajar el agua hasta el depósito. En el codo la sección de paso se mantiene constante para facilitar su mecanizado y para reducir al máximo las pérdidas en él.





Cuando una turbina está operando a cargas parciales o en sobrecarga, el flujo que sale del rodete tiene una componente de rotación. El remolino formado por dicha rotación genera una zona de baja presión en su núcleo que tiende a cavitarse y que se conoce como antorcha. La antorcha produce una deformación del flujo a la salida del rodete y genera una fluctuación de presión circunferencial. Tal fluctuación genera a su vez otra de componente axial de la masa del fluido en tubos de aspiración acodados que puede entrar en resonancia con las frecuencias propias del tubo de aspiración o de la tubería forzada provocando un funcionamiento inestable de la máquina.

Cada tipo de turbina, para cada velocidad o potencia, tiene un límite máximo de la altura de aspiración  $H_s$  que no puede excederse si se quiere evitar la cavitación. La cavitación, como ya se ha visto, aparece cuando en un lugar determinado de la turbina la presión del agua llega a ser igual o inferior a la presión de saturación del vapor de agua a la temperatura reinante. Si  $H_s$  aumenta, disminuye proporcionalmente la presión por igual en todos los puntos, y en particular en el punto o zona en que tiene lugar la presión mínima. Por eso, si se excede el límite máximo de  $H_s$  sobreviene la cavitación. La siguiente gráfica muestra estas conclusiones.

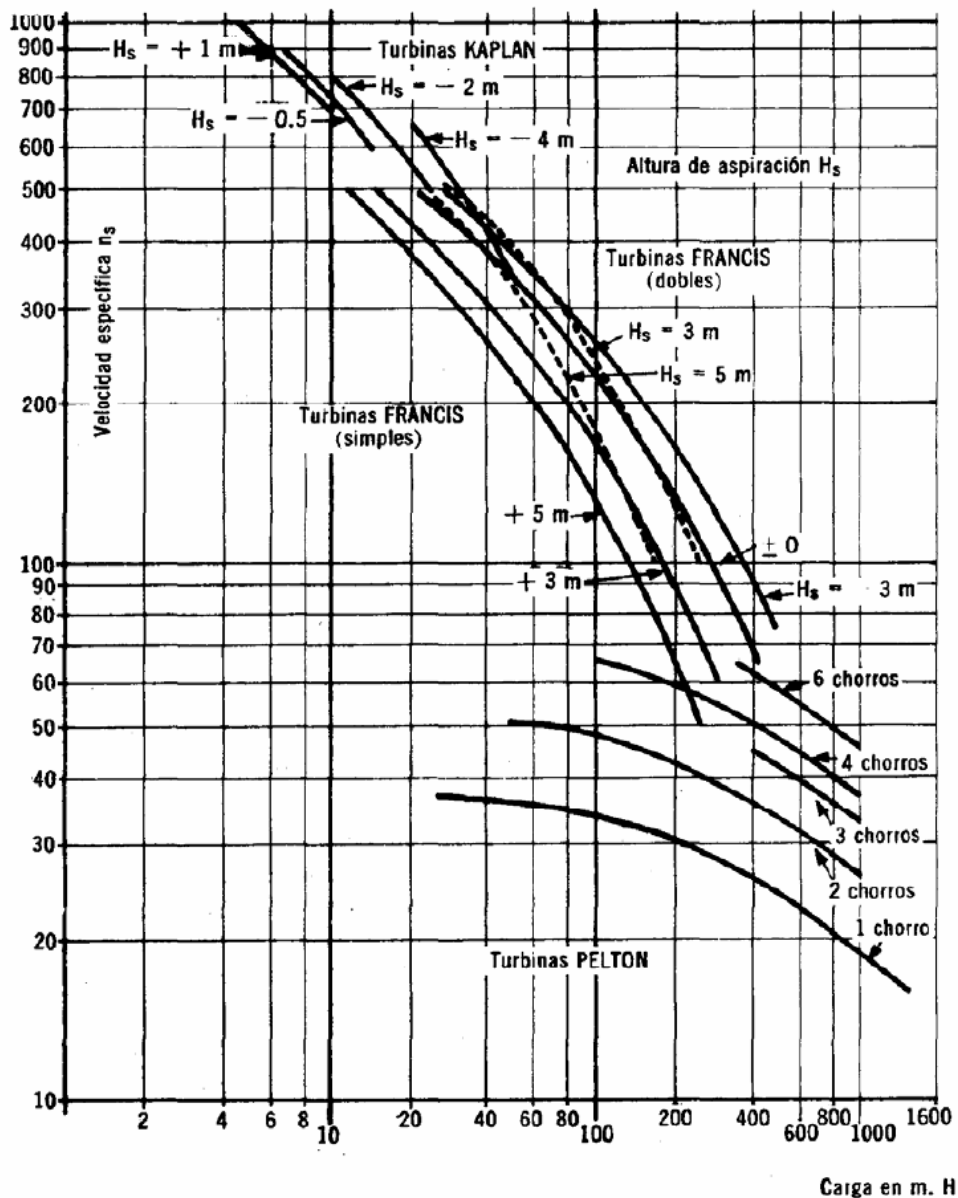


Fig.2: Límite de cavitación para la velocidad específica en turbinas.

## MECANISMO DE REGULACIÓN DE LOS ÁLABES DEL RODETE

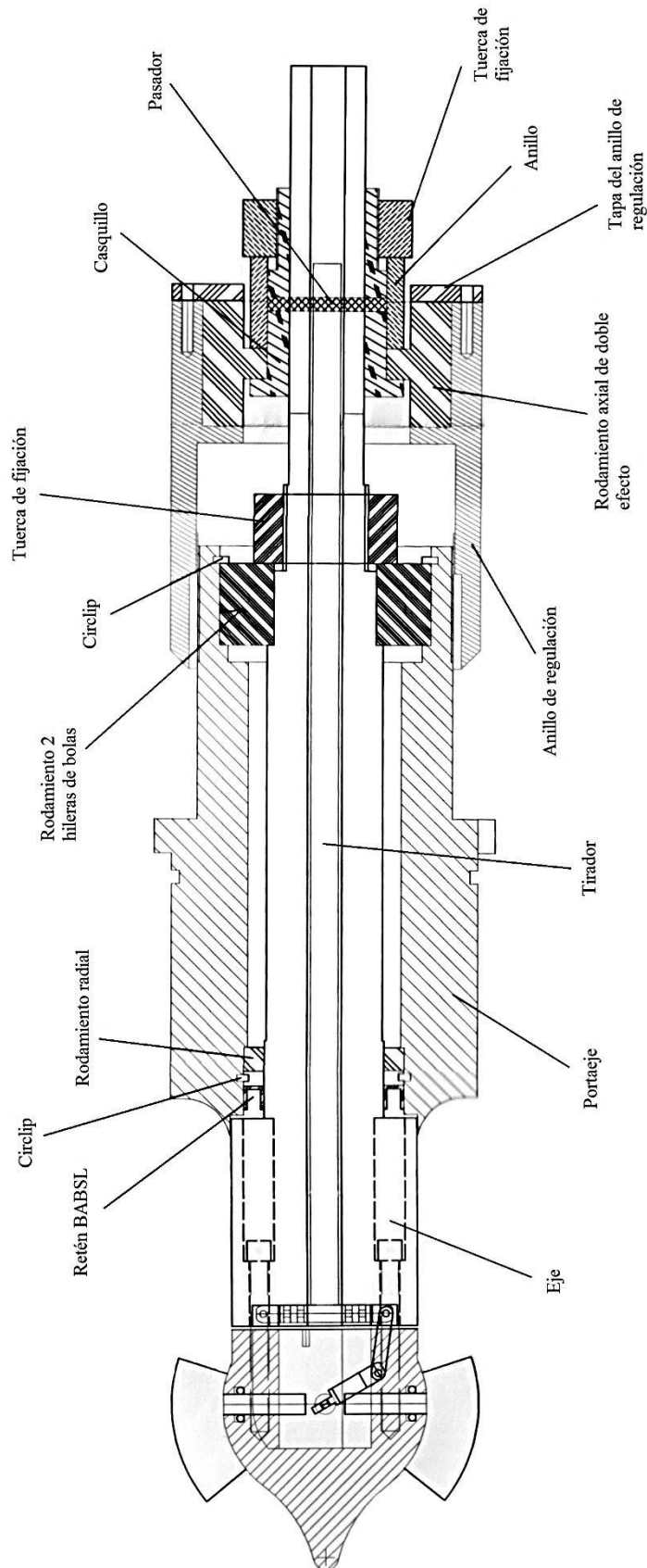


Fig. 3: Sección en la que se aprecian los diferentes elementos que intervienen en el mecanismo de regulación de los álabes del rodete.

En las turbinas Kaplan convencionales el mecanismo para el giro de los álabes del rodete es accionado por un servomotor de aceite, mandado por el sistema de regulación. El mecanismo es del tipo biela manivela, igual que en la turbina que se utilizará en esta práctica, sólo que en este caso el accionamiento es manual.

Cada una de las cuatro manivelas se une al eje de los álabes mediante un tornillo prisionero, por un lado, y a la biela por el otro. Las bielas a su vez se unen al tirador, que es una varilla de acero situada en el interior del eje de la turbina y que al desplazarla mueve el mecanismo biela manivela y, por tanto, los álabes.

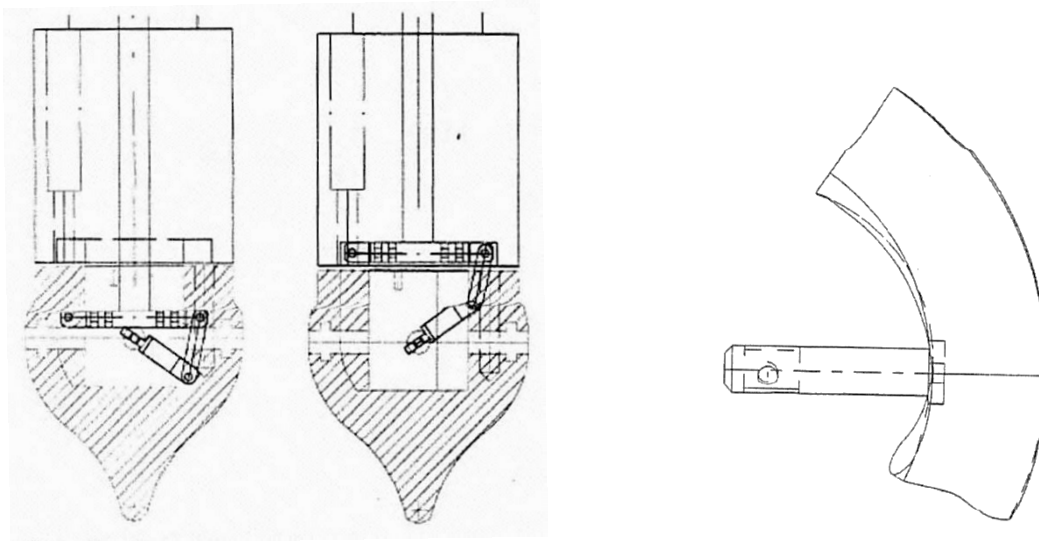


Fig. 4: Montaje biela manivela en sus dos posiciones extremas y álabes del rodete.

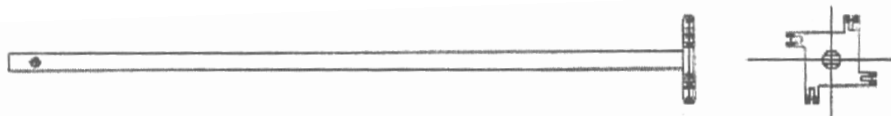


Fig. 5: Tirador.

El tirador está guiado por dos casquillos deslizantes que permiten un desplazamiento suave por el interior del eje. Tiene un agujero al final por donde se introduce un pasador apoyado en el casquillo, como puede verse en la figura 3. En el exterior de este conjunto se encuentra el anillo de regulación, que está roscado al portaejes para convertir su movimiento giratorio en un desplazamiento horizontal. Al hacer girar el anillo con la mano, empuja un rodamiento axial de doble efecto, que está a su vez sujeto por el casquillo. Por lo tanto, al girar el anillo exterior, empujamos el tirador axialmente, que a su vez mueve el mecanismo biela manivela conectado al eje de los álabes, haciendo variar su ángulo.

No obstante, se ha observado un funcionamiento anormal de este mecanismo cuando el anillo de regulación se ha desplazado la mitad de su recorrido, o lo que es lo mismo, los álabes están abiertos a la mitad. Desde esta posición más o menos y si se continúan cerrando los álabes, el agua incide cada vez más perpendicular sobre ellos, ocasionando un par de fuerzas que se transmite al tirador, desplazándolo. Este desplazamiento del tirador se traduce en un giro indeseado del anillo de regulación que lo desplaza de la posición que se le había dado. Este efecto va acompañado de vibraciones que generan un rozamiento entre el anillo, los rodamientos y el casquillo, así como con el metacrilato exterior, provocando un calentamiento anormal de estas piezas y ocasionando importantes pérdidas, viéndose afectado seriamente el rendimiento total de la turbina. Además las vibraciones se transmiten hasta el generador eléctrico y la medida del par resulta bastante complicada, ya que el valor que aparece en el display oscila continuamente y varía en gran medida.



## Solución adoptada para la regulación de los álabes del rodete

Debido a este funcionamiento anormal, se ha procedido a cambiar parcialmente el mecanismo de regulación de los álabes. Lo que se ha hecho es lo siguiente:

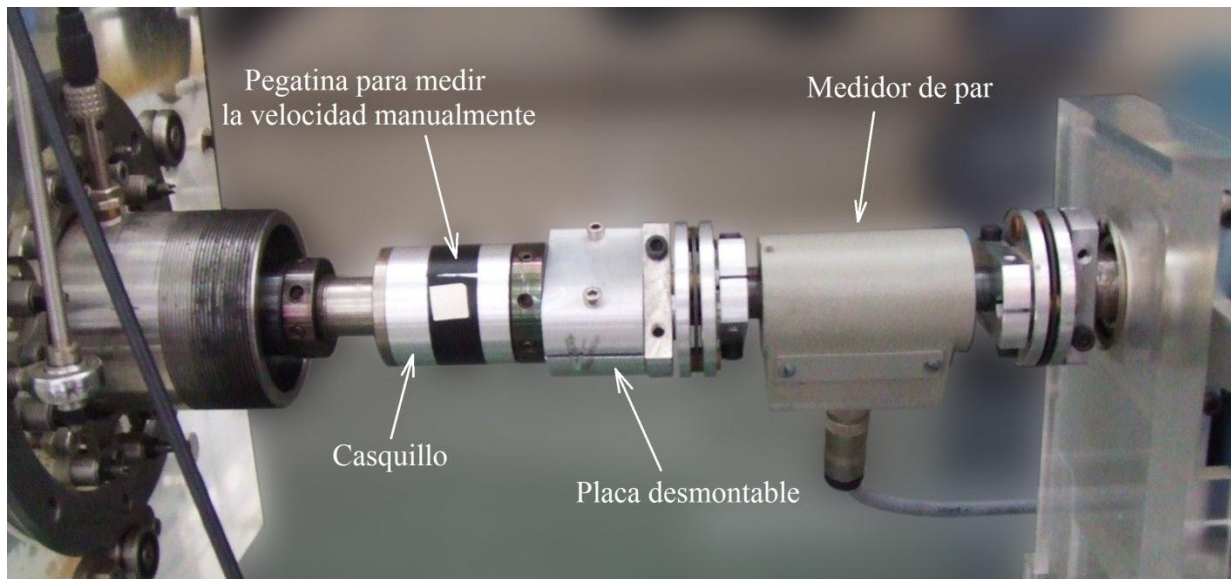


Fig. 6: Montaje final del mecanismo de regulación de los álabes.

Como se aprecia en esta imagen, el anillo de regulación, los rodamientos axiales de doble efecto y todas las piezas asociadas al anillo han sido eliminadas, dejando únicamente el casquillo, ya que es la pieza que a través del pasador saca el movimiento horizontal del tirador al exterior.

Por otra parte, se ha dicho anteriormente que el par que el agua ejerce sobre los álabes del rodete tiende a abrirlos, es decir, a desplazar el tirador hacia la derecha, en la imagen de arriba. Por lo tanto, el tirador y en consecuencia el casquillo tienden a moverse hacia la parte derecha del eje. Si restringimos este movimiento con un tope evitaremos que los álabes se abran. Por eso se han diseñado una serie de placas metálicas desmontables de diferentes anchuras que hacen esta función de tope.



Son un total de 6, difiriendo la anchura de cada placa 3 mm de la placa inmediatamente mayor, y constan de dos partes simétricas que se unen entre sí abrazando el eje por medio de dos tornillos. Además hay una séptima posición que corresponde a no colocar placa alguna, que es cuando el casquillo alcanza el límite derecho. No es necesario sujetar el casquillo por la parte izquierda ya que el par del agua sobre los álabes nunca podrá empujar el sistema en ese sentido.

Fig. 7: Placas desmontables. Todas tienen un número grabado por una cara (que debe quedar en la parte superior) y tantas muescas en un lateral como indique el número (que deben quedar mirando hacia el operario).

A continuación pueden verse las posiciones extremas del casquillo, sin ningún tope cuando los álabes están completamente abiertos y con la placa número 1 cuando los álabes están totalmente cerrados.

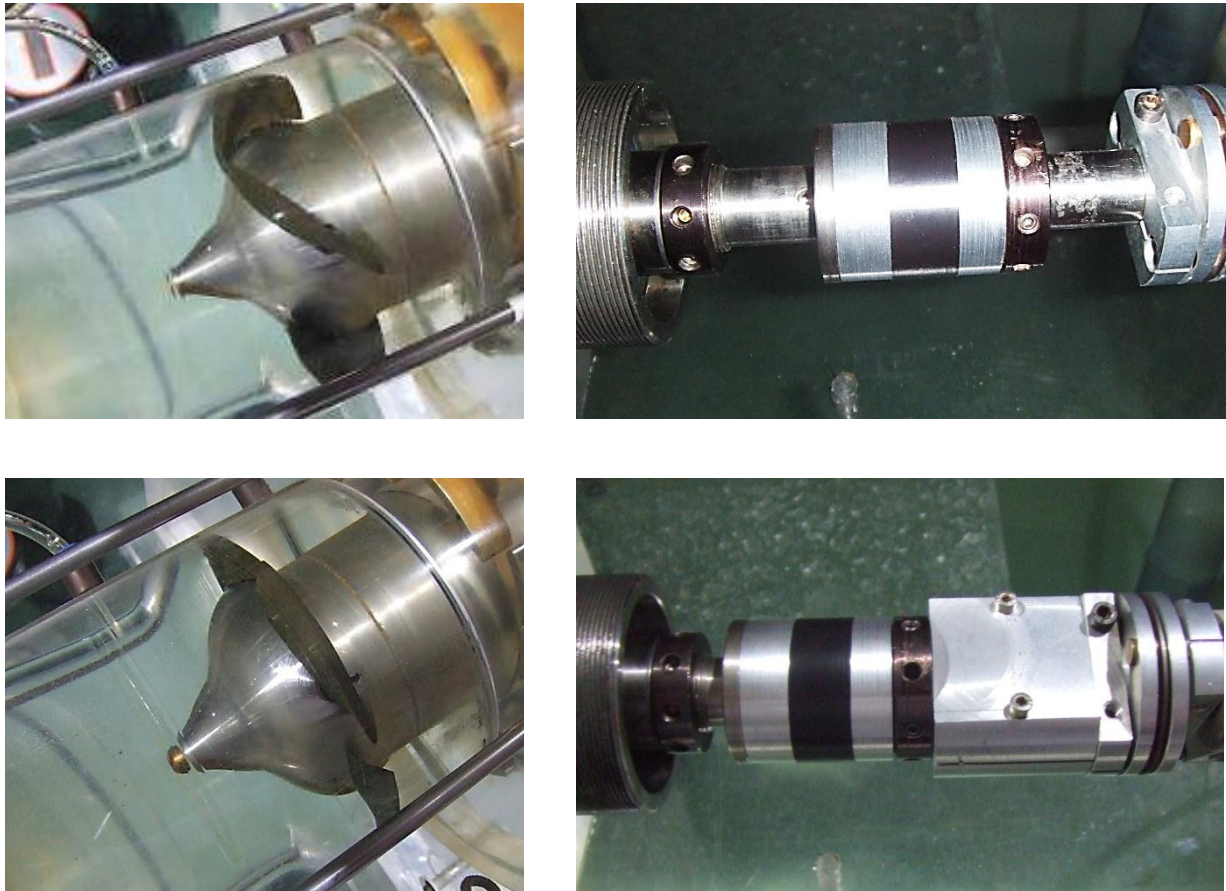


Fig. 8: Posiciones extremas del casquillo.

Se observa en todas las fotos que el casquillo posee una cinta negra alrededor de él. Esta cinta tiene una pegatina blanca que permite medir la velocidad de rotación de la turbina con un tacómetro manual. Se van a realizar todas las medidas de la velocidad de la turbina de esta manera a pesar de que se dispone de un tacómetro electrónico. Esto es así porque pese a estar correctamente calibrado, sólo marca correctamente la velocidad de rotación hasta las 1200 rpm, aproximadamente. Estos dispositivos constan de una corona dentada alrededor del eje y de un sensor que detecta los dientes cada vez que uno de ellos pasa junto a él. Sabiendo el número de dientes de la corona, el dispositivo electrónico calcula la velocidad de rotación. Sin embargo, se ha comprobado que estos dientes tienen una altura irregular que impide al sensor contabilizar correctamente el número de dientes a altas revoluciones, dando valores erróneos.

La utilización de este conjunto de placas y la eliminación del anillo de regulación y de algunos componentes internos ha mejorado considerablemente la calidad de la utilización de la turbina, ya que se ha eliminado tanto el calentamiento como la vibración. Así se han obtenido resultados más exactos, sobre todo en lo referente al par de freno, y mayores rendimientos. No obstante, se ha disminuido la maniobrabilidad, ya que ahora no es posible variar la apertura de los álabes del rodete con la turbina en funcionamiento y la orientación de éstos está limitada a siete posiciones.

## MONTAJE EXPERIMENTAL

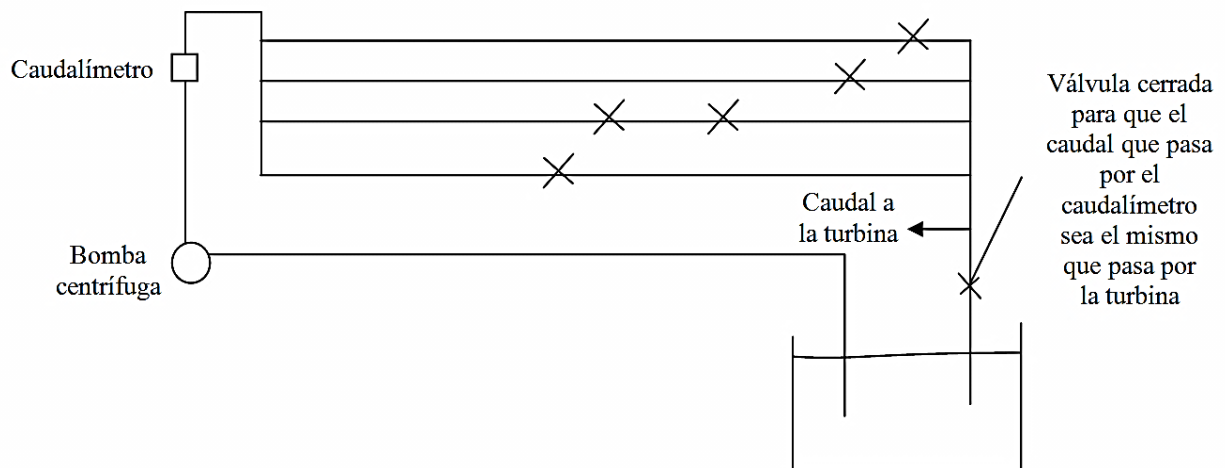


Fig. 9: Manejando alguna de las cinco válvulas, que están en las cuatro tuberías horizontales en paralelo simularemos una altura neta constante, aproximadamente, en la turbina.

## DESARROLLO ANALÍTICO

### ALTURA NETA DE LA TURBINA

Si aplicamos Bernoulli entre la entrada y la salida de la turbina tenemos:

$$\frac{P_e}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} = \frac{P_s}{\rho g} + z_s + \frac{v_s^2}{2g} + H \quad (2)$$

y despejando la altura:

$$H = \frac{P_e}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{P_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g} \quad (3)$$

Como consideramos el nivel del agua en el tanque  $z = 0$  y en ese punto  $P = P_{atm}$ :

$$H = \frac{P_{man_e} + \rho g z_{man_e}}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{P_{atm} - \rho g z_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g} \quad (4)$$

$$H = \frac{P_{man_e} + \rho g z_{man_e}}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{\rho g z_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g}$$

Simplificando:

$$H = \frac{P_{man_e}}{\rho g} + z_{man_e} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (4')$$

Por último, como  $Q = V \cdot S$

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad (5)$$

Por lo tanto, la fórmula para el cálculo de la altura neta queda:

$$H = \frac{P_{man_e}}{\rho g} + z_{man_e} + z_e + \frac{\left(\frac{4Q}{\pi D_e^2}\right)^2 - \left(\frac{4Q}{\pi D_s^2}\right)^2}{2g} \quad (6)$$

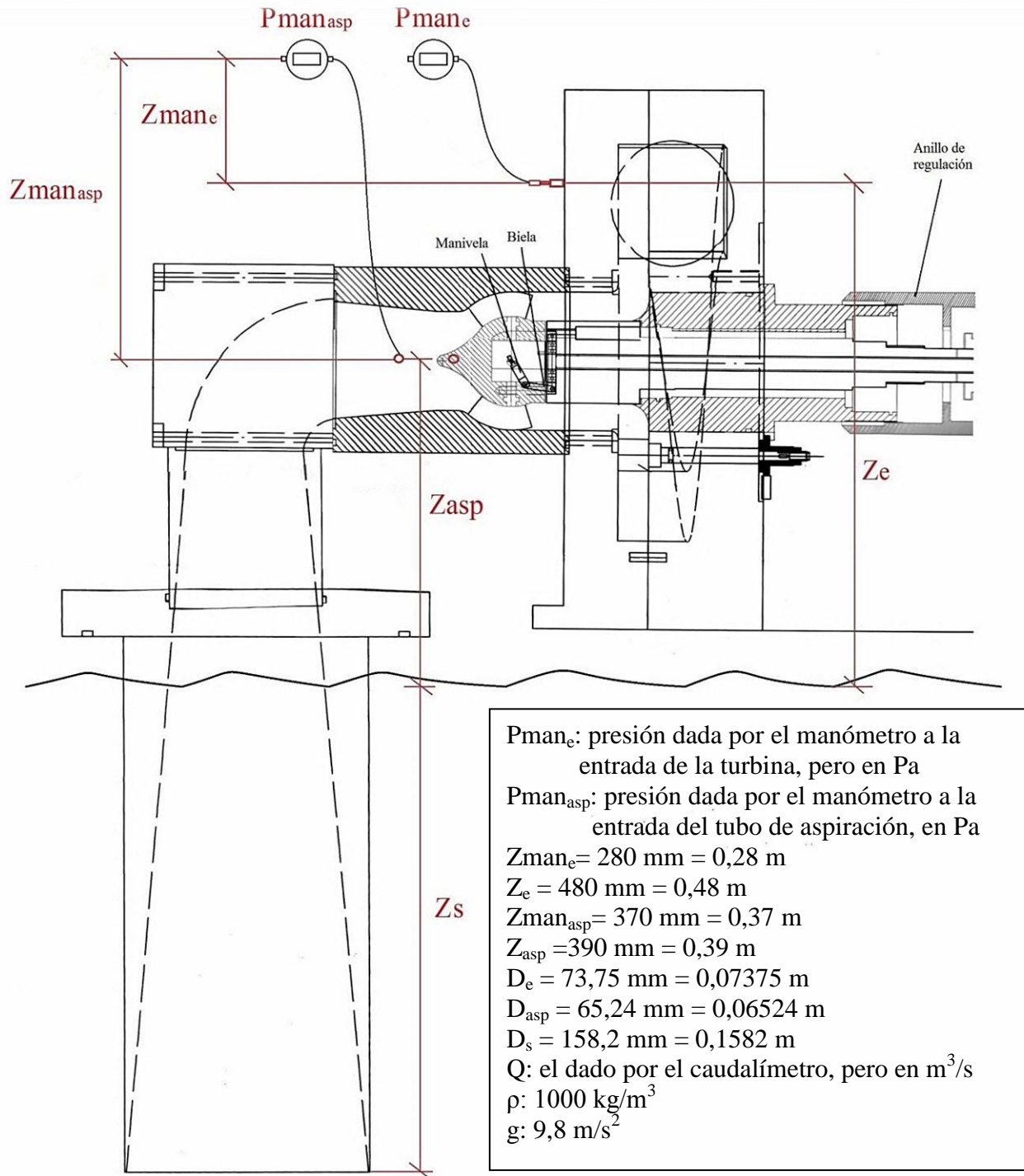


Fig. 10: Sección que incluye las diferentes alturas de las tomas de presión.



Si sustituimos los datos anteriores en la fórmula (6), quedará la altura en función del caudal y de la presión de entrada, en unidades del SI.

$$H = \frac{P_{man_e} \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,8} + 0,28 + 0,48 + \frac{\left(\frac{4Q/3600}{\pi \cdot 0,07375^2}\right)^2 - \left(\frac{4Q/3600}{\pi \cdot 0,1582^2}\right)^2}{2 \cdot 9,8} \quad (6')$$

$$H = \frac{P_{man_e} \cdot 10^5}{9800} + 0,76 + \frac{\left(\frac{4Q/3600}{\pi \cdot 0,07375^2}\right)^2 - \left(\frac{4Q/3600}{\pi \cdot 0,1582^2}\right)^2}{19,6} \quad (6'')$$

Cuando estemos haciendo medidas, para una posición fija del distribuidor y de los álabes del rodete, al ir aumentando la velocidad la presión indicada por el manómetro oscilará, cambiará aleatoriamente, lo que nos obligaría a estar continuamente jugando con las válvulas del circuito hidráulico para modificarla y aproximarla, más o menos, a la necesaria para que con el caudal que tengamos la altura sea  $H \approx 8 \text{ m}$ . Usaremos para ello la ecuación 6''.

Como indica la siguiente tabla:

Q(m <sup>3</sup> /h)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)
	para un altura neta H=8 m
49,4	0,66
51,8	0,65
52,7	0,65
51,8	0,66
50,6	0,66
47,3	0,66
45,6	0,67

En general la presión a la entrada P<sub>man<sub>e</sub></sub> estará en el rango de 0,65 – 0,70 bar.

Posteriormente transformaremos las medidas obtenidas mediante las relaciones de semejanza a las que habríamos obtenido si realmente la altura neta hubiera sido, rigurosamente, **8 m**. Se ha elegido una altura de 8 m en vez de 8,7 m, que es la altura de diseño, para un mejor aprovechamiento práctico, ya que con 8,7 m se obtienen menos datos y la calidad de las gráficas a representar empeora.

## ALTURA DE PÉRDIDAS

Se aplica Bernoulli entre la entrada y la salida de la tubería de aspiración:

$$h_{p_{asp}} = \frac{P_{asp}}{\rho g} + z_{asp} + \frac{v_{asp}^2}{2g} - \left( \frac{P_s}{\rho g} + z_s + \frac{v_s^2}{2g} \right) \quad (7)$$

Simplificando:

$$h_{p_{asp}} = \frac{P_{asp}}{\rho g} + z_{asp} + \frac{v_{asp}^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (7')$$



Y entonces:

$$h_{p_{asp}} = \frac{P_{man_{asp}}}{\rho g} + z_{man_{asp}} + z_{asp} + \frac{v_{asp}^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (7'')$$

que son las pérdidas, en forma de altura, a lo largo de la tubería de aspiración.

Es posible que en la práctica se obtengan valores negativos de  $h_{p_{asp}}$ , lo cual supondría que tendríamos ganancias, en vez de una pérdida de altura en la tubería de aspiración. Esto, lógicamente, no puede suceder en la realidad. Lo que sucede es que en la ecuación de la energía (ecuación 7) no se ha tenido en cuenta la energía de rotación del fluido a la salida del rodete, habiéndose considerado únicamente la componente perpendicular a la sección de la tubería. Si fuéramos capaces de calcular este sumando, las pérdidas de altura en la tubería de aspiración aumentarían y no se obtendrían valores negativos.

## POTENCIA NETA

Es la que el agua entrega a la turbina, la que pierde el flujo. Es la potencia que tiene el agua a la entrada de la turbina menos la que tiene a la salida (que la hemos aproximado a cero). Analíticamente queda expresada:

$$Pot_{neta} = H \cdot Q \cdot \rho \cdot g \quad (8)$$

## POTENCIA ÚTIL

Es la potencia mecánica que nos entrega la turbina en su eje ( $Pot_{eje}$ ), el producto del “momento de fuerzas” que transmite el eje de la turbina al generador por su velocidad angular. La velocidad angular la medimos mediante un sensor inductivo que detecta el paso de los dientes de una pequeña corona dentada que tiene el eje o mediante el tacómetro manual.

El frenado de la turbina lo haremos con un **generador eléctrico coaxial**, de modo que variando la frecuencia eléctrica generada controlamos la velocidad de la turbina durante el ensayo.

El “momento de fuerzas” se mide de la siguiente manera:

Coaxial a la turbina colocamos un generador eléctrico que absorbe todo el “par” del eje, y este generador está anclado en un columpio que también es coaxial con el eje de la turbina. El “par de fuerzas” exterior que se ha de hacer sobre el columpio para que no gire, para que no se desplace angularmente, es igual al “par” que entrega la turbina y absorbe el generador.

$$Pot_{\acute{u}til} = Pot_{eje} = M \cdot \omega \quad (9)$$

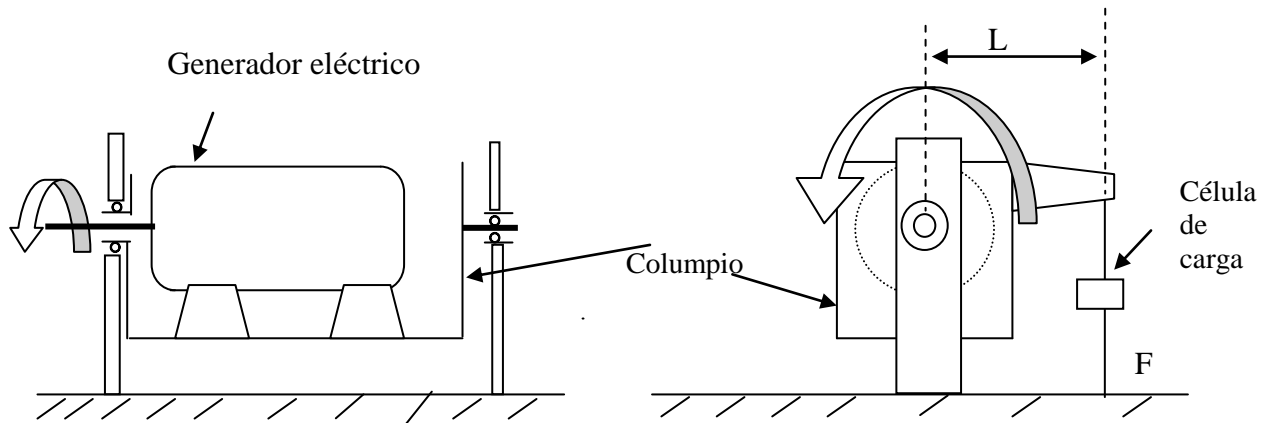


Fig. 11: Un esquema de cómo el generador eléctrico, que hace de freno a la turbina, está montado sobre el columpio. La fuerza (F), que mide la célula de carga, multiplicada por su mínima distancia al eje (L), nos da el par que transmite el eje (M).

## RENDIMIENTO TOTAL

Como es lógico ha de definirse:

$$\eta_{\text{total}} = \frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{\text{Pot}_{\text{neta}}} \quad (10)$$

No se ha mencionado un posible rendimiento volumétrico, y esto es porque se supone que el rodete está bien diseñado y por tanto se considera:  $\eta_{\text{volumétrico}} = 1$

## PARÁMETROS QUE HAN DE MEDIRSE

Se hará un conjunto de medidas para cinco orientaciones distintas de los álabes del rodete, las correspondientes a colocar las placas desmontables 2, 3, 4, 5 y 6. La placa 1 y la ausencia de una de ellas (posición 7) que corresponden al máximo cierre y máxima apertura de los álabes no se utilizarán por ser dos posiciones de poco interés.

Para cada posición de los álabes se tomarán valores para distintas aperturas del distribuidor correspondientes a distintas posiciones del micrómetro. El cierre total del distribuidor corresponde a la posición 6 mm del micrómetro (0 % de apertura) y la apertura total a la posición 16 mm (100 % de apertura).

Las posiciones del micrómetro con las que se operará irán del 50 – 65 % (dependiendo de la orientación de los álabes del rodete) hasta el 100 %. Para aperturas menores no se obtiene la altura deseada de 8 metros, salvo cuando los álabes del rodete están prácticamente cerrados, es decir, cuando colocamos la placa número 2.

Para cada posición del distribuidor variaremos la velocidad de la turbina y tomaremos 8 valores distintos (aproximadamente). Lo haremos imponiendo diversas frecuencias a la corriente eléctrica producida por el generador, lo cual se hace mediante un variador de frecuencia.

Se procurará experimentar, para cada posición del distribuidor, con las velocidades propuestas como orientativas; en los cálculos se tendrán en cuenta las que realmente se hayan medido. Se añadirá la velocidad de embalamiento (M=0).



Se ha elegido el intervalo comprendido entre 600 rpm y 2400 rpm. Puede suceder que en torno a las 2400 rpm no se llegue al embalamiento. En este caso no se tomarán más valores debido a que el incremento de la velocidad puede ocasionar fuertes vibraciones y un comportamiento anómalo y peligroso de la turbina. Si el embalamiento llega antes de 2400 rpm no se tomarán más medidas.

Los datos se tomarán en una gráfica como la siguiente, para las velocidades orientativas que aparecen en la misma:

Valores medidos, experimentales					
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)
1	2	3	4	5	6
13 % apertura			600		
			900		
			1200		
			1500		
			1800		
			2100		
			2400		
			Embalamiento ( )		cero

Conforme se va incrementando la velocidad los valores de la presión cambiarán. Se deberán cambiar manipulando las diferentes válvulas para que  $H = 8$  m. No obstante, no se obtendrá en casi ninguna medida este valor, si no que variará ligeramente: 8,07; 8,12; 7,85; ...

Como se trata de simular un salto de agua de altura constante, mediante las **relaciones de semejanza** calcularemos los puntos homólogos a los medidos y que tengan, todos ellos, **una altura neta constante:  $H = 8$  m**

A los valores homólogos a los obtenidos experimentalmente y correspondientes a  **$H = 8$  m** les llamaremos "**datos experimentales corregidos**". Son los valores experimentales que habríamos obtenido para Q, n y Par si la altura neta real hubiese sido constantemente **8 m**.

Los datos obtenidos experimentalmente para las distintas posiciones del distribuidor y de la orientación de los álabes, así como los valores calculados para una altura constante de **8 m**, vienen recogidos en las siguientes tablas.





**TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS (equipo n°: 6 )**

- **Álabes del rodete al 83,3 % de apertura (placa 6)**

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
12,5 65%	0,66	-0,14	604	52,5	3,94	8,06	602	52,3	3,91	246,49	1184,3	20,81	0,27
	0,65	-0,19	902	55,2	3,90	8,02	901	55,1	3,89	367,03		30,99	-0,14
	0,65	-0,20	1207	56,9	3,70	8,06	1202	56,7	3,67	461,95		39,01	-0,18
	0,65	-0,13	1507	56,1	3,03	8,04	1503	56,0	3,01	473,76		40,00	0,51
	0,65	-0,08	1802	54,2	2,24	8,00	1802	54,2	2,24	422,70		35,69	0,95
	0,65	0,00	2105	51,8	1,42	7,94	2113	52,0	1,43	316,42		26,72	1,69
							Q <sub>medio</sub> 54,38						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
13 70%	0,66	-0,14	602	49,4	3,62	8,00	602	49,4	3,62	228,21	1086,7	21,00	0,17
	0,65	-0,19	904	51,8	3,58	7,94	907	52,0	3,60	341,93		31,46	-0,25
	0,65	-0,17	1202	52,7	3,26	7,96	1205	52,8	3,28	413,89		38,09	-0,02
	0,66	-0,10	1505	51,8	2,60	8,05	1500	51,6	2,58	405,27		37,29	0,65
	0,66	-0,06	1800	50,6	1,95	8,02	1798	50,5	1,95	367,16		33,79	1,02
	0,66	-0,03	2098	47,3	1,02	7,95	2105	47,5	1,03	227,05		20,89	1,23
	0,66	0,00	2406	45,6	0,49	8,02	2403	45,5	0,49	123,30		11,35	2,18
								Q <sub>medio</sub> 49,90					

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
13,5 75%	0,67	-0,14	604	44,7	3,26	8,01	604	44,7	3,26	206,20	949,7	21,71	0,01
	0,67	-0,16	895	46,7	3,16	8,04	893	46,6	3,15	294,57		31,02	-0,13
	0,67	-0,10	1202	46,5	2,66	8,04	1199	46,4	2,65	332,73		35,04	0,48
	0,67	-0,03	1495	45,1	2,02	8,01	1494	45,1	2,02	316,03		33,28	1,15
	0,67	0,01	1799	43,2	1,36	7,98	1801	43,2	1,36	256,50		27,01	1,50
	0,67	0,05	2102	40,5	0,74	7,93	2111	40,7	0,75	165,80		17,46	1,84
	0,68	0,07	2396	38,6	0,26	8,00	2396	38,6	0,26	65,24		6,87	1,98
							Q <sub>medio</sub> 43,61						



Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
14 80%	0,68	-0,14	603	41,1	2,99	8,05	601	41,0	2,97	186,92	835,2	22,38	-0,09
	0,68	-0,13	904	42,2	2,75	8,06	901	42,1	2,73	257,58		30,84	0,04
	0,68	-0,06	1198	41,3	2,22	8,05	1194	41,2	2,21	276,33		33,09	0,73
	0,68	-0,01	1497	40,0	1,61	8,03	1494	39,9	1,60	250,32		29,97	1,20
	0,68	0,02	1795	38,2	1,06	8,00	1795	38,2	1,06	199,25		23,86	1,46
	0,68	0,04	2103	35,8	0,58	7,96	2108	35,9	0,58	128,03		15,33	1,61
	0,69	0,07	2403	34,6	0,10	8,05	2396	34,5	0,10	25,09		3,00	1,88
	0,69	0,08	2481	34,1	cero	8,04	2475	34,0	cero	cero		0	1,97
						Q <sub>medio</sub> 38,35							

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
14,5 85%	0,69	-0,12	598	35,7	2,49	8,06	596	35,6	2,47	154,16	716,7	21,51	-0,03
	0,69	-0,08	902	35,9	2,16	8,07	898	35,7	2,14	201,24		28,08	0,38
	0,69	-0,01	1199	34,7	1,64	8,05	1195	34,6	1,63	203,98		28,46	1,07
	0,69	0,00	1502	33,4	1,18	8,03	1499	33,3	1,18	185,23		25,84	1,14
	0,69	0,02	1799	31,9	0,78	8,01	1798	31,9	0,78	146,86		20,49	1,31
	0,69	0,04	2103	30,4	0,44	7,99	2104	30,4	0,44	96,95		13,53	1,48
	0,69	0,08	2401	28,8	cero	7,97	2406	28,9	cero	cero		0	1,86
						Q <sub>medio</sub> 32,91							

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
15 90%	0,69	-0,10	602	30,4	1,97	7,99	602	30,4	1,97	124,19	612,6	20,27	0,06
	0,69	-0,04	903	30,3	1,64	7,99	904	30,3	1,64	155,25		25,34	0,67
	0,69	0,00	1202	29,2	1,20	7,98	1204	29,2	1,20	151,30		24,70	1,05
	0,69	0,00	1506	28,3	0,85	7,97	1509	28,4	0,85	134,32		21,93	1,04
	0,69	0,02	1802	27,2	0,54	7,95	1808	27,3	0,54	102,24		16,69	1,22
	0,70	0,04	2094	26,2	0,26	8,04	2089	26,1	0,26	56,88		9,29	1,40
	0,70	0,07	2268	25,2	cero	8,03	2264	25,2	cero	cero		0	1,69
						Q <sub>medio</sub> 28,13							



Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
15,5 95%	0,70	-0,06	597	25,0	1,48	8,03	596	25,0	1,48	92,37	500,0	18,47	0,36
	0,70	-0,01	903	24,5	1,14	8,03	901	24,4	1,13	106,62		21,32	0,86
	0,70	0,00	1202	23,9	0,86	8,02	1201	23,9	0,86	108,16		21,63	0,96
	0,70	0,00	1499	23,1	0,57	8,01	1498	23,1	0,57	89,42		17,88	0,94
	0,70	0,01	1802	22,1	0,31	8,00	1802	22,1	0,31	58,50		11,70	1,03
	0,70	0,04	2103	21,2	0,04	8,00	2103	21,2	0,04	8,81		1,76	1,32
	0,70	0,04	2138	21,0	cero	7,99	2139	21,0	cero	cero		0	1,32
							Q <sub>medio</sub> 22,96						

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
16 100%	0,70	-0,03	593	21,3	1,12	8,00	593	21,3	1,12	69,55	435,6	15,97	0,61
	0,70	-0,01	900	20,8	0,84	7,99	901	20,8	0,84	79,26		18,20	0,81
	0,70	-0,01	1203	20,4	0,61	7,99	1204	20,4	0,61	76,91		17,66	0,80
	0,70	-0,01	1506	19,8	0,36	7,98	1508	19,8	0,36	56,85		13,05	0,79
	0,70	0,01	1797	19,0	0,13	7,98	1799	19,0	0,13	24,49		5,62	0,99
	0,70	0,02	1984	18,7	cero	8,97	1988	18,7	cero	cero		0	1,08
							Q <sub>medio</sub> 20,00						



• **Álabes del rodete al 66,7 % de apertura (placa 5)**

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
12 60%	0,65	-0,15	598	53,1	3,84	7,97	599	53,2	3,85	241,50	1240,5	19,47	0,20
	0,65	-0,15	903	55,4	3,78	8,02	902	55,3	3,77	356,10		28,71	0,28
	0,62	-0,21	1199	57,5	3,65	7,77	1217	58,4	3,76	479,19		38,63	-0,22
	0,59	-0,21	1500	58,1	3,16	7,47	1552	60,1	3,38	549,33		44,28	-0,15
	0,62	-0,13	1801	57,5	2,52	7,77	1827	58,3	2,59	495,53		39,95	0,60
	0,64	-0,09	2097	57,0	1,95	7,96	2102	57,1	1,96	431,44		34,78	0,96
	0,65	-0,04	2404	56,5	1,42	8,05	2397	56,3	1,41	353,93		28,53	1,44
							Q <sub>medio</sub> 56,96						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
12,5 65%	0,66	-0,13	600	50,3	3,58	8,01	600	50,3	3,58	224,94	1155,8	19,46	0,30
	0,66	-0,16	906	52,9	3,56	8,07	902	52,7	3,53	333,43		28,85	0,08
	0,65	-0,19	1198	55,2	3,50	8,02	1197	55,2	3,49	437,47		37,85	-0,14
	0,65	-0,17	1498	55,3	3,10	8,02	1496	55,2	3,09	484,08		41,88	0,07
	0,65	-0,10	1800	54,1	2,34	7,99	1801	54,1	2,34	441,32		38,18	0,74
	0,66	-0,05	2098	53,0	1,66	8,07	2089	52,8	1,65	360,95		31,23	1,20
	0,66	0,01	2397	51,3	1,00	8,04	2391	51,2	1,00	250,38		21,66	1,76
							Q <sub>medio</sub> 53,07						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
13 70%	0,66	-0,13	605	47,1	3,26	7,95	607	47,3	3,28	208,49	1056,4	19,74	0,20
	0,66	-0,17	904	49,6	3,31	8,00	904	49,6	3,31	313,35		29,66	-0,13
	0,66	-0,16	1197	50,8	3,05	8,03	1195	50,7	3,04	380,43		36,01	0,01
	0,66	-0,10	1501	50,3	2,51	8,01	1500	50,3	2,51	394,27		37,32	0,61
	0,66	-0,07	1806	49,6	1,96	8,00	1806	49,6	1,96	370,68		35,09	0,89
	0,66	0,02	2096	46,8	1,20	7,94	2104	47,0	1,21	266,60		25,24	1,72
	0,67	0,06	2396	45,1	0,69	8,01	2395	45,1	0,69	173,05			16,38
							Q <sub>medio</sub> 48,51						



Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
13,5 75%	0,67	-0,13	599	43,6	3,04	8,04	598	43,5	3,03	189,75	939,3	20,20	0,08
	0,67	-0,15	905	45,5	2,94	8,02	904	45,4	2,93	277,37		29,53	-0,07
	0,67	-0,10	1199	45,3	2,52	8,02	1198	45,3	2,52	316,14		33,66	0,44
	0,67	-0,04	1504	44,6	1,99	8,01	1503	44,6	1,99	313,21		33,35	1,03
	0,67	0,00	1804	43,0	1,36	7,98	1806	43,0	1,36	257,21		27,38	1,39
	0,67	0,05	2098	40,8	0,83	7,94	2106	41,0	0,84	185,25		19,72	1,85
	0,68	0,08	2405	39,1	0,37	8,01	2403	39,1	0,37	93,11		9,91	2,10
						Q <sub>medio</sub> 43,13							

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
14 80%	0,68	-0,13	601	40,1	2,78	8,03	600	40,0	2,77	174,04	831,3	20,94	-0,02
	0,68	-0,11	898	40,7	2,51	8,04	896	40,6	2,50	234,57		28,22	0,20
	0,68	-0,05	1202	40,3	2,06	8,03	1200	40,2	2,05	257,61		30,99	0,80
	0,68	0,00	1499	39,2	1,55	8,01	1498	39,2	1,55	243,15		29,25	1,29
	0,68	0,03	1796	37,6	1,02	7,99	1797	37,6	1,02	191,95		23,09	1,55
	0,68	0,06	2103	35,3	0,57	7,95	2110	35,4	0,57	125,95		15,15	1,80
	0,69	0,08	2402	34,3	0,20	8,04	2396	34,2	0,20	50,18		6,04	1,98
						Q <sub>medio</sub> 38,17							

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
14,5 85%	0,68	-0,11	604	35,0	2,33	7,95	606	35,1	2,35	149,13	713,4	20,90	0,06
	0,68	-0,07	899	35,0	2,03	7,95	902	35,1	2,04	192,69		27,01	0,47
	0,69	-0,01	1206	34,4	1,65	8,05	1202	34,3	1,64	206,43		28,94	1,06
	0,69	0,01	1501	33,4	1,25	8,03	1498	33,3	1,25	196,09		27,49	1,24
	0,69	0,04	1805	31,6	0,79	8,01	1804	31,6	0,79	149,24		20,92	1,51
	0,69	0,05	2098	30,4	0,41	7,99	2099	30,4	0,41	90,12		12,63	1,59
	0,69	0,08	2400	29,5	cero	7,98	2403	29,5	cero	cero		0,00	1,87
						Q <sub>medio</sub> 32,76							



Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
15 90%	0,69	-0,08	607	30,4	1,83	7,99	607	30,4	1,83	116,32	614,8	18,92	0,26
	0,69	-0,03	904	30,0	1,51	7,99	905	30,0	1,51	143,10		23,28	0,76
	0,69	0,00	1199	29,4	1,13	7,98	1201	29,4	1,13	142,12		23,12	1,06
	0,69	0,01	1503	28,4	0,77	7,97	1506	28,5	0,77	121,44		19,75	1,14
	0,69	0,03	1801	27,1	0,45	7,95	1807	27,2	0,45	85,15		13,85	1,32
	0,70	0,05	2102	26,3	0,18	8,05	2095	26,2	0,18	39,49		6,42	1,51
	0,70	0,07	2246	26,0	cero	8,04	2240	25,9	cero	cero		0,00	1,70
							Q <sub>medio</sub> 28,23						

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
15,5 95%	0,70	-0,05	604	25,7	1,40	8,04	602	25,6	1,39	87,63	522,2	16,78	0,47
	0,70	-0,02	899	25,3	1,10	8,03	897	25,2	1,10	103,33		19,79	0,77
	0,70	0,00	1202	24,5	0,81	8,03	1200	24,5	0,81	101,79		19,49	0,97
	0,70	0,00	1497	23,9	0,53	8,02	1495	23,9	0,53	82,97		15,89	0,96
	0,70	0,02	1803	22,8	0,25	8,01	1802	22,8	0,25	47,18		9,03	1,14
	0,70	0,05	2098	21,9	cero	8,00	2098	21,9	cero	cero		0,00	1,43
							Q <sub>medio</sub> 23,98						

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
16 100%	0,70	-0,03	600	19,3	0,83	7,98	601	19,3	0,83	52,24	399,8	13,07	0,58
	0,70	-0,02	900	18,8	0,60	7,98	901	18,8	0,60	56,61		14,16	0,68
	0,70	-0,01	1206	18,2	0,38	7,97	1208	18,2	0,38	48,07		12,02	0,77
	0,70	0,00	1500	18,0	0,17	7,97	1503	18,0	0,17	26,76		6,69	0,87
	0,70	0,01	1754	17,5	cero	7,97	1757	17,5	cero	cero		0,00	0,97
							Q <sub>medio</sub> 18,36						



• **Álabes del rodete al 50 % de apertura (placa 4)**

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
12 60%	0,66	-0,14	602	49,8	3,36	8,00	602	49,8	3,36	211,82	1188,6	17,82	0,18
	0,66	-0,15	905	52,2	3,35	8,05	902	52,0	3,33	314,54		26,46	0,15
	0,65	-0,18	1199	54,4	3,28	8,00	1199	54,4	3,28	411,83		34,65	-0,06
	0,64	-0,22	1501	56,9	3,18	7,96	1505	57,1	3,20	504,33		42,43	-0,37
	0,64	-0,17	1804	56,9	2,66	7,96	1809	57,1	2,67	505,80		42,55	0,14
	0,65	-0,12	2100	56,4	2,09	8,05	2093	56,2	2,08	455,89		38,36	0,62
	0,65	-0,09	2406	55,7	1,53	8,03	2402	55,6	1,52	382,34		32,17	0,90
	0,65	-0,04	2702	54,4	0,90	8,00	2702	54,4	0,90	254,66		21,43	1,36
							Q <sub>medio</sub> 54,58						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
12,5 65%	0,66	-0,13	599	47,8	3,18	7,96	601	48,0	3,20	201,40	1116,8	18,03	0,22
	0,66	-0,15	898	50,1	3,12	8,01	897	50,0	3,11	292,13		26,16	0,08
	0,65	-0,19	1198	52,2	3,12	7,95	1202	52,4	3,14	395,24		35,39	-0,24
	0,65	-0,19	1494	53,4	2,95	7,98	1496	53,5	2,96	463,72		41,52	-0,20
	0,65	-0,12	1806	52,9	2,30	7,98	1808	53,0	2,31	437,36		39,16	0,50
	0,65	-0,09	2098	52,2	1,77	7,95	2105	52,4	1,78	392,37		35,13	0,78
	0,66	-0,03	2402	51,3	1,22	8,04	2396	51,2	1,21	303,60		27,18	1,35
	0,66	0,00	2699	49,7	0,66	8,00	2699	49,7	0,66	186,54		16,70	1,61
							Q <sub>medio</sub> 51,28						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
13 70%	0,66	-0,13	601	45,0	2,93	7,91	604	45,2	2,96	187,22	1036,6	18,06	0,22
	0,66	-0,17	897	47,7	2,97	7,96	899	47,8	2,98	280,55		27,06	0,08
	0,66	-0,16	1197	48,8	2,84	7,98	1198	48,8	2,84	356,29		34,37	-0,24
	0,66	-0,12	1495	49,3	2,49	7,99	1496	49,3	2,49	390,09		37,63	-0,20
	0,66	-0,09	1800	48,7	2,04	7,98	1802	48,8	2,04	384,96		37,14	0,50
	0,66	-0,04	2101	47,8	1,46	7,96	2106	47,9	1,47	324,19		31,27	0,78
	0,67	0,02	2396	45,5	0,89	8,02	2393	45,4	0,89	223,03		21,52	1,35
							Q <sub>medio</sub> 47,60						



Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
13,5 75%	0,67	-0,14	603	42,1	2,83	7,96	605	42,2	2,85	180,56	935,8	19,29	-0,06
	0,67	-0,14	895	43,9	2,78	7,99	896	43,9	2,79	261,78		27,97	-0,01
	0,67	-0,11	1196	44,5	2,47	8,00	1196	44,5	2,47	309,35		33,06	0,32
	0,67	-0,07	1505	44,4	2,07	8,00	1505	44,4	2,07	326,24		34,86	0,72
	0,67	-0,02	1800	43,4	1,62	7,98	1802	43,4	1,62	305,70		32,67	1,20
	0,67	0,01	2098	42,0	1,12	7,96	2103	42,1	1,13	248,85		26,59	1,47
	0,67	0,04	2399	40,1	0,66	7,93	2410	40,3	0,67	169,09		18,07	1,72
						Q <sub>medio</sub>		42,97					

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
14 80%	0,68	-0,13	594	38,8	2,61	8,01	594	38,8	2,61	162,35	824,1	19,70	-0,05
	0,68	-0,11	901	39,3	2,38	8,02	900	39,3	2,37	223,37		27,10	0,17
	0,68	-0,06	1199	39,5	2,08	8,02	1198	39,5	2,08	260,94		31,66	0,68
	0,68	-0,02	1498	38,8	1,64	8,01	1497	38,8	1,64	257,10		31,20	1,07
	0,68	0,02	1801	37,4	1,15	7,99	1802	37,4	1,15	217,01		26,33	1,44
	0,68	0,04	2095	36,2	0,75	7,97	2099	36,3	0,75	164,86		20,00	1,62
	0,68	0,07	2395	34,7	0,41	7,95	2403	34,8	0,41	103,17		12,52	1,89
						Q <sub>medio</sub>		37,84					

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
14,5 85%	0,68	-0,11	601	34,5	2,20	7,94	603	34,6	2,21	139,55	715,8	19,50	0,05
	0,68	-0,07	901	34,4	1,91	7,94	904	34,5	1,92	181,76		25,39	0,45
	0,68	-0,02	1204	34,2	1,58	7,94	1209	34,3	1,59	201,30		28,12	0,96
	0,69	0,01	1499	33,5	1,21	8,03	1496	33,4	1,21	189,56		26,48	1,24
	0,69	0,03	1806	32,1	0,83	8,01	1805	32,1	0,83	156,89		21,92	1,42
	0,69	0,05	2095	31,1	0,50	8,00	2095	31,1	0,50	109,69		15,32	1,60
	0,69	0,08	2401	30,1	0,23	7,99	2403	30,1	0,23	57,88		8,09	1,89
						Q <sub>medio</sub>		32,87					





Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
15 90%	0,69	-0,08	602	29,8	1,82	7,98	603	29,8	1,83	115,56	605,0	19,10	0,25
	0,69	-0,04	903	29,9	1,53	7,98	904	29,9	1,53	144,84		23,94	0,66
	0,69	0,00	1205	29,1	1,21	7,97	1207	29,1	1,21	152,94		25,28	1,05
	0,69	0,01	1502	28,2	0,85	7,96	1506	28,3	0,85	134,05		22,16	1,14
	0,69	0,03	1802	27,3	0,57	7,95	1808	27,4	0,57	107,92		17,84	1,32
	0,70	0,06	2099	26,6	0,33	8,05	2092	26,5	0,33	72,29		11,95	1,61
	0,70	0,08	2404	25,9	0,07	8,04	2398	25,8	0,07	17,58		2,91	1,80
	0,70	0,08	2521	25,5	cero	8,04	2515	25,4	cero	cero		0	1,80
						Q <sub>medio</sub> 27,78							

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
15,5 95%	0,70	-0,05	598	25,2	1,43	8,03	597	25,2	1,43	89,40	512,6	17,44	0,47
	0,70	-0,03	899	25,1	1,15	8,03	897	25,0	1,14	107,08		20,89	0,67
	0,70	-0,01	1198	24,2	0,87	8,02	1197	24,2	0,87	109,05		21,27	0,86
	0,70	0,00	1503	23,9	0,61	8,02	1501	23,9	0,61	95,88		18,70	0,96
	0,70	0,03	1799	22,8	0,36	8,01	1798	22,8	0,36	67,78		13,22	1,24
	0,70	0,05	2103	22,1	0,16	8,00	2103	22,1	0,16	35,24		6,87	1,44
	0,70	0,06	2307	21,6	cero	8,00	2307	21,6	cero	cero		0	1,53
							Q <sub>medio</sub> 23,54						

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
16 100%	0,70	-0,04	602	20,3	1,00	7,99	602	20,3	1,00	63,04	416,6	15,13	0,49
	0,70	-0,02	904	20,1	0,78	7,99	905	20,1	0,78	73,92		17,74	0,69
	0,70	-0,01	1202	19,4	0,55	7,98	1204	19,4	0,55	69,35		16,65	0,79
	0,70	0,00	1503	19,1	0,34	7,98	1505	19,1	0,34	53,59		12,86	0,88
	0,70	0,01	1805	18,3	0,19	7,97	1808	18,3	0,19	35,97		8,63	0,98
	0,70	0,03	2100	17,6	cero	7,97	2104	17,6	cero	cero		0	1,17
						Q <sub>medio</sub> 19,13							



• **Álabes del rodete al 33,3 % de apertura (placa 3)**

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
11 50%	0,66	-0,13	602	49,3	3,12	7,99	602	49,3	3,12	196,69	1207,1	16,29	0,26
	0,66	-0,13	904	51,5	3,12	8,04	902	51,4	3,11	293,76		24,34	0,34
	0,66	-0,15	1201	54,0	3,15	8,09	1194	53,7	3,11	388,86		32,21	0,22
	0,65	-0,16	1501	55,9	3,05	8,03	1498	55,8	3,04	476,89		39,51	0,19
	0,62	-0,21	1800	57,6	2,91	7,77	1826	58,4	2,99	571,74		47,36	-0,22
	0,60	-0,19	2095	57,8	2,53	7,57	2154	59,4	2,67	602,26		49,89	0,03
	0,63	-0,14	2403	57,5	2,10	7,87	2423	58,0	2,14	542,99		44,98	0,48
	0,64	-0,13	2707	57,3	1,73	7,97	2712	57,4	1,74	494,16		40,94	0,56
							Q <sub>medio</sub> 55,43						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
11,5 55%	0,66	-0,13	606	47,7	3,06	7,96	608	47,9	3,08	196,10	1165,1	16,83	0,22
	0,66	-0,14	904	50,4	3,08	8,02	903	50,3	3,07	290,31		24,92	0,20
	0,66	-0,14	1200	52,3	3,03	8,06	1196	52,1	3,01	376,99		32,36	0,26
	0,65	-0,16	1496	54,3	2,99	8,00	1496	54,3	2,99	468,42		40,20	0,14
	0,65	-0,20	1805	56,3	2,93	8,04	1801	56,2	2,92	550,71		47,27	-0,20
	0,65	-0,16	2103	56,5	2,54	8,05	2096	56,3	2,52	553,12		47,47	0,21
	0,65	-0,12	2399	55,6	2,05	8,03	2395	55,5	2,04	511,64		43,91	0,59
	0,65	-0,11	2704	55,5	1,65	8,03	2699	55,4	1,64	463,53		39,78	0,69
							Q <sub>medio</sub> 53,50						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
12 60%	0,66	-0,14	598	47,2	2,96	7,95	600	47,4	2,98	187,24	1119,6	16,72	0,10
	0,66	-0,13	905	48,2	2,95	7,97	907	48,3	2,96	281,14		25,11	0,23
	0,66	-0,14	1197	50,7	2,93	8,02	1196	50,7	2,93	366,97		32,78	0,21
	0,65	-0,18	1503	52,9	2,96	7,97	1506	53,0	2,97	468,39		41,84	-0,12
	0,65	-0,18	1801	53,9	2,75	7,99	1802	53,9	2,75	518,94		46,35	-0,08
	0,65	-0,11	2100	52,9	2,20	7,97	2104	53,0	2,21	486,93		43,49	0,60
	0,65	-0,10	2395	52,9	1,82	7,97	2400	53,0	1,83	459,93		41,08	0,70
	0,65	-0,07	2702	51,8	1,36	7,94	2712	52,0	1,37	389,08		34,75	0,97
							Q <sub>medio</sub> 51,41						



Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
12,5 65%	0,66	-0,13	600	45,3	2,77	7,92	603	45,5	2,80	176,81	1060,6	16,67	0,14
	0,66	-0,14	895	47,1	2,79	7,95	898	47,3	2,81	264,25		24,92	0,10
	0,66	-0,16	1197	49,2	2,85	7,99	1198	49,2	2,85	357,54		33,71	-0,04
	0,66	-0,16	1495	50,4	2,77	8,02	1493	50,3	2,76	431,52		40,69	-0,01
	0,66	-0,12	1797	50,3	2,37	8,01	1796	50,3	2,37	445,74		42,03	0,40
	0,66	-0,10	2101	49,9	1,95	8,01	2100	49,9	1,95	428,83		40,43	0,59
	0,66	-0,07	2395	49,2	1,53	7,99	2396	49,2	1,53	383,89		36,20	0,87
	0,66	-0,03	2703	47,8	1,08	7,96	2710	47,9	1,09	309,33		29,17	1,24
							Q <sub>medio</sub> 48,70						

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
13 70%	0,67	-0,13	604	43,3	2,64	7,98	605	43,4	2,65	167,89	990,9	16,94	0,08
	0,67	-0,15	901	45,6	2,68	8,02	900	45,5	2,67	251,64		25,40	-0,06
	0,67	-0,14	1198	46,4	2,54	8,04	1195	46,3	2,53	316,60		31,95	0,06
	0,67	-0,11	1497	47,0	2,34	8,05	1492	46,8	2,32	362,48		36,58	0,39
	0,66	-0,08	1802	46,3	2,00	8,04	1798	46,2	1,99	374,69		37,81	0,67
	0,66	-0,06	2103	45,9	1,60	8,03	2099	45,8	1,59	349,49		35,27	0,87
	0,66	-0,01	2404	44,5	1,12	8,00	2404	44,5	1,12	281,96		28,45	1,34
							Q <sub>medio</sub> 45,50						

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
13,5 75%	0,67	-0,13	601	40,5	2,44	7,93	604	40,7	2,46	155,60	903,1	17,23	0,00
	0,67	-0,12	905	41,6	2,31	7,95	908	41,7	2,33	221,55		24,53	0,13
	0,67	-0,09	1205	42,3	2,12	7,96	1208	42,4	2,13	269,45		29,84	0,46
	0,67	-0,06	1502	42,4	1,88	7,97	1505	42,5	1,89	297,87		32,98	0,77
	0,67	-0,04	1803	41,9	1,53	7,96	1808	42,0	1,54	291,57		32,29	0,96
	0,67	-0,01	2100	40,8	1,19	7,94	2108	41,0	1,20	264,90		29,33	1,23
	0,67	0,02	2396	39,8	0,84	7,92	2408	40,0	0,85	214,34		23,73	1,51
							Q <sub>medio</sub> 41,47						



Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
14 80%	0,68	-0,12	603	37,0	2,19	7,98	604	37,1	2,20	139,15	801,2	17,37	0,01
	0,68	-0,09	898	37,7	1,98	7,99	899	37,7	1,98	186,40		23,27	0,33
	0,68	-0,04	1200	37,6	1,72	7,99	1201	37,6	1,72	216,32		27,00	0,84
	0,68	-0,01	1500	37,4	1,42	7,99	1501	37,4	1,42	223,20		27,86	1,14
	0,68	0,01	1796	36,6	1,08	7,97	1799	36,7	1,08	203,46		25,39	1,32
	0,68	0,02	2100	35,7	0,80	7,96	2105	35,8	0,80	176,35		22,01	1,40
	0,68	0,05	2404	35,1	0,53	7,95	2412	35,2	0,53	133,87		16,71	1,69
						Q <sub>medio</sub> 36,79							

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
14,5 85%	0,69	-0,09	599	33,2	1,84	8,03	598	33,1	1,83	114,60	696,0	16,47	0,22
	0,69	-0,05	902	33,1	1,60	8,03	900	33,0	1,59	149,85		21,53	0,62
	0,69	-0,02	1200	33,0	1,34	8,02	1199	33,0	1,34	168,25		24,17	0,93
	0,69	0,01	1500	32,3	1,03	8,02	1498	32,3	1,03	161,58		23,22	1,22
	0,69	0,02	1796	31,4	0,73	8,00	1796	31,4	0,73	137,30		19,73	1,30
	0,69	0,05	2103	30,9	0,49	8,00	2103	30,9	0,49	107,91		15,50	1,60
	0,69	0,06	2406	30,0	0,27	7,99	2408	30,0	0,27	68,08		9,78	1,68
						Q <sub>medio</sub> 31,96							

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
15 90%	0,69	-0,05	604	28,5	1,47	7,97	605	28,5	1,47	93,13	586,0	15,89	0,53
	0,69	-0,03	900	28,4	1,21	7,97	902	28,5	1,22	115,24		19,67	0,73
	0,69	0,00	1203	27,9	0,96	7,96	1206	28,0	0,96	121,24		20,69	1,03
	0,69	0,01	1499	27,2	0,67	7,95	1504	27,3	0,67	105,52		18,01	1,12
	0,70	0,03	1800	26,6	0,45	8,05	1794	26,5	0,45	84,54		14,43	1,31
	0,70	0,05	2099	26,1	0,25	8,04	2094	26,0	0,25	54,82		9,35	1,50
	0,70	0,07	2404	25,5	0,07	8,04	2398	25,4	0,07	17,58		3,00	1,70
	0,70	0,08	2486	25,2	cero	8,03	2481	25,1	cero	cero		0,00	1,79
						Q <sub>medio</sub> 26,91							



Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
15,5 95%	0,70	-0,03	601	24,1	1,12	8,02	600	24,1	1,12	70,37	498,9	14,11	0,65
	0,70	-0,02	900	24,2	0,91	8,02	899	24,2	0,91	85,67		17,17	0,76
	0,70	0,00	1205	23,6	0,67	8,02	1203	23,6	0,67	84,41		16,92	0,95
	0,70	0,01	1500	23,1	0,44	8,01	1499	23,1	0,44	69,07		13,84	1,04
	0,70	0,04	1800	22,1	0,25	8,00	1800	22,1	0,25	47,12		9,44	1,34
	0,70	0,05	2102	21,7	0,08	8,00	2102	21,7	0,08	17,61		3,53	1,43
	0,70	0,06	2247	21,6	cero	8,00	2247	21,6	cero	cero		0,00	1,53
						Q <sub>medio</sub> 22,91							

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
16 100%	0,70	-0,02	599	19,6	0,77	7,98	600	19,6	0,77	48,38	408,3	11,85	0,69
	0,70	-0,02	905	19,6	0,57	7,98	906	19,6	0,57	54,08		13,25	0,69
	0,70	-0,01	1202	18,9	0,37	7,98	1204	18,9	0,37	46,65		11,43	0,78
	0,70	0,00	1502	18,7	0,21	7,97	1505	18,7	0,21	33,10		8,11	0,88
	0,70	0,02	1804	18,0	0,07	7,97	1807	18,0	0,07	13,25		3,25	1,07
	0,70	0,04	1960	17,7	cero	7,97	1964	17,7	cero	cero		0,00	1,28
						Q <sub>medio</sub> 18,75							



• **Álabes del rodete al 16,7 % de apertura (placa 2)**

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
7 10%	0,66	-0,09	604	47,7	2,58	7,96	606	47,9	2,60	165,00	1133,8	14,55	0,63
	0,66	-0,12	898	49,7	2,58	8,00	898	49,7	2,58	242,62		21,40	0,38
	0,66	-0,14	1197	50,6	2,48	8,02	1196	50,6	2,48	310,61		27,40	0,21
	0,65	-0,15	1505	51,6	2,32	7,94	1511	51,8	2,34	370,26		32,66	0,15
	0,65	-0,15	1800	52,5	2,19	7,96	1805	52,6	2,20	415,84		36,68	0,18
	0,65	-0,16	2105	53,5	2,12	7,98	2108	53,6	2,13	470,20		41,47	0,11
	0,65	-0,19	2402	54,8	1,95	8,01	2401	54,8	1,95	490,29		43,24	-0,15
	0,65	-0,18	2702	55,6	1,74	8,03	2697	55,5	1,73	488,60		43,09	-0,02
							Q <sub>medio</sub> 52,06						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
8 20%	0,66	-0,11	606	47,1	2,56	7,95	608	47,3	2,58	164,27	1122,9	14,63	0,40
	0,66	-0,12	900	49,4	2,62	8,00	900	49,4	2,62	246,93		21,99	0,37
	0,66	-0,14	1199	50,4	2,55	8,02	1198	50,4	2,55	319,91		28,49	0,20
	0,66	-0,15	1505	51,5	2,41	8,04	1501	51,4	2,40	377,24		33,60	0,13
	0,65	-0,15	1794	52,0	2,24	7,95	1800	52,2	2,26	426,00		37,94	0,16
	0,65	-0,16	2105	53,0	2,13	7,97	2109	53,1	2,14	472,63		42,09	0,09
	0,65	-0,17	2399	54,0	1,97	7,99	2401	54,0	1,97	495,32		44,11	0,02
	0,65	-0,17	2697	54,7	1,77	8,01	2695	54,7	1,77	499,53		44,49	0,05
							Q <sub>medio</sub> 51,56						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
9 30%	0,66	-0,12	604	46,6	2,55	7,94	606	46,8	2,57	163,09	1105,4	14,75	0,28
	0,66	-0,13	896	48,4	2,60	7,98	897	48,5	2,61	245,17		22,18	0,24
	0,66	-0,13	1199	49,7	2,57	8,00	1199	49,7	2,57	322,69		29,19	0,28
	0,66	-0,14	1498	50,7	2,44	8,02	1496	50,6	2,43	380,69		34,44	0,21
	0,66	-0,15	1806	51,7	2,34	8,04	1802	51,6	2,33	439,68		39,78	0,14
	0,65	-0,16	2105	52,4	2,16	7,96	2110	52,5	2,17	479,48		43,38	0,07
	0,65	-0,16	2404	52,8	1,97	7,97	2409	52,9	1,98	499,49		45,19	0,08
	0,65	-0,16	2701	53,4	1,76	7,98	2704	53,5	1,76	498,37		45,09	0,11
							Q <sub>medio</sub> 50,76						



Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
10 40%	0,66	-0,13	603	45,2	2,43	7,91	606	45,4	2,45	155,48	1079,7	14,40	0,14
	0,66	-0,12	898	47,0	2,46	7,95	901	47,2	2,48	233,99		21,67	0,30
	0,66	-0,13	1202	48,2	2,50	7,97	1204	48,3	2,51	316,47		29,31	0,23
	0,66	-0,14	1494	49,6	2,44	8,00	1494	49,6	2,44	381,74		35,36	0,17
	0,66	-0,14	1796	50,6	2,39	8,02	1794	50,5	2,38	447,12		41,41	0,20
	0,66	-0,14	2101	51,3	2,24	8,04	2096	51,2	2,23	489,47		45,33	0,23
	0,65	-0,15	2399	51,7	2,02	7,94	2408	51,9	2,04	514,42		47,64	0,15
0,65	-0,16	2703	52,3	1,85	7,95	2711	52,5	1,86	528,05	48,91	0,07		
							Q <sub>medio</sub> 49,58						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
11 50%	0,67	-0,13	598	43,7	2,33	7,99	598	43,7	2,33	145,91	1047,5	13,93	0,09
	0,67	-0,12	906	45,9	2,42	8,03	904	45,8	2,41	228,15		21,78	0,25
	0,66	-0,13	1202	47,0	2,45	7,95	1206	47,2	2,47	311,94		29,78	0,20
	0,66	-0,13	1497	48,2	2,40	7,97	1500	48,3	2,41	378,56		36,14	0,23
	0,66	-0,13	1806	49,0	2,28	7,99	1807	49,0	2,28	431,44		41,19	0,25
	0,66	-0,15	2103	50,0	2,18	8,01	2102	50,0	2,18	479,86		45,81	0,08
	0,66	-0,16	2398	50,8	1,99	8,03	2394	50,7	1,98	496,38		47,39	0,01
	0,66	-0,14	2699	50,1	1,66	8,01	2697	50,1	1,66	468,83		44,76	0,19
							Q <sub>medio</sub> 48,10						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
11,5 55%	0,67	-0,13	603	42,7	2,25	7,97	604	42,8	2,26	142,95	1025,7	13,94	0,06
	0,67	-0,13	902	44,9	2,33	8,01	901	44,9	2,32	218,90		21,34	0,12
	0,66	-0,12	1198	46,1	2,38	7,96	1201	46,2	2,39	300,59		29,31	0,27
	0,66	-0,12	1501	47,3	2,39	7,95	1506	47,5	2,41	380,08		37,06	0,31
	0,66	-0,13	1799	48,3	2,31	7,97	1802	48,4	2,32	437,80		42,68	0,23
	0,66	-0,15	2098	49,4	2,22	8,00	2098	49,4	2,22	487,74		47,55	0,06
	0,66	-0,14	2404	49,4	1,95	8,00	2404	49,4	1,95	490,91		47,86	0,17
	0,66	-0,11	2702	48,1	1,57	7,97	2707	48,2	1,58	447,89		43,67	0,43
							Q <sub>medio</sub> 47,10						



Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
12 60%	0,67	-0,14	599	42,9	2,40	7,97	600	43,0	2,41	151,42	998,5	15,16	-0,04
	0,67	-0,12	906	43,3	2,36	7,98	907	43,3	2,37	225,10		22,54	0,18
	0,66	-0,12	1199	44,9	2,38	7,91	1206	45,2	2,41	304,36		30,48	0,23
	0,66	-0,13	1505	46,2	2,36	7,93	1512	46,4	2,38	376,84		37,74	0,17
	0,66	-0,15	1798	47,3	2,27	7,95	1804	47,5	2,29	432,61		43,33	0,00
	0,66	-0,14	2102	47,9	2,08	7,97	2106	48,0	2,09	460,93		46,16	0,12
	0,66	-0,10	2398	46,9	1,66	7,95	2406	47,1	1,67	420,77		42,14	0,50
	0,66	-0,09	2696	46,1	1,34	7,93	2708	46,3	1,35	382,83		38,34	0,58
						Q <sub>medio</sub>		45,85					

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
12,5 65%	0,67	-0,14	596	41,3	2,21	7,95	598	41,4	2,22	139,02	956,7	14,53	-0,08
	0,67	-0,13	898	43,1	2,24	7,98	899	43,1	2,24	210,88		22,04	0,07
	0,66	-0,12	1203	43,2	2,21	7,88	1212	43,5	2,24	284,30		29,72	0,18
	0,66	-0,14	1496	44,9	2,23	7,91	1504	45,1	2,25	354,37		37,04	0,03
	0,66	-0,13	1798	45,5	2,12	7,92	1807	45,7	2,14	404,95		42,33	0,15
	0,66	-0,09	2098	44,6	1,77	7,91	2110	44,9	1,79	395,52		41,34	0,53
	0,67	-0,07	2398	44,0	1,47	7,99	2400	44,0	1,47	369,45		38,62	0,71
	0,67	-0,06	2704	43,7	1,20	7,99	2706	43,7	1,20	340,05		35,54	0,80
						Q <sub>medio</sub>		43,93					

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	P <sub>man<sub>e</sub></sub> (bar)	P <sub>man<sub>asp</sub></sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
13 70%	0,67	-0,14	605	39,5	2,06	7,91	608	39,7	2,08	132,43	904,0	14,65	-0,13
	0,67	-0,14	895	41,3	2,08	7,95	898	41,4	2,09	196,54		21,74	-0,08
	0,67	-0,13	1205	42,5	2,10	7,97	1207	42,6	2,11	266,70		29,50	0,05
	0,67	-0,12	1504	42,7	2,04	7,97	1507	42,8	2,05	323,52		35,79	0,16
	0,67	-0,10	1805	42,4	1,84	7,97	1808	42,5	1,85	350,27		38,75	0,36
	0,67	-0,07	2097	41,6	1,52	7,95	2104	41,7	1,53	337,11		37,29	0,64
	0,67	-0,04	2405	40,6	1,36	7,94	2414	40,8	1,37	346,33		38,31	0,92
	0,68	-0,03	2701	40,7	1,17	8,04	2694	40,6	1,16	327,25		36,20	1,63
						Q <sub>medio</sub>		41,51					





Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
13,5 75%	0,68	-0,13	599	37,5	2,02	7,99	599	37,5	2,02	126,71	837,1	15,14	-0,09
	0,68	-0,11	902	38,6	1,97	8,01	901	38,6	1,97	185,87		22,20	0,15
	0,68	-0,10	1198	39,6	1,91	8,02	1197	39,6	1,91	239,42		28,60	0,28
	0,68	-0,07	1497	39,5	1,77	8,02	1495	39,4	1,77	277,10		33,10	0,58
	0,68	-0,06	1802	39,3	1,60	8,02	1800	39,3	1,60	301,59		36,03	0,68
	0,68	-0,04	2105	38,4	1,37	8,00	2105	38,4	1,37	302,00		36,08	0,86
	0,68	-0,02	2396	37,9	1,14	7,99	2397	37,9	1,14	286,16		34,18	1,05
	0,68	0,00	2699	36,8	0,86	7,98	2702	36,8	0,86	243,34		29,07	1,22
						Q <sub>medio</sub> 38,44							

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
14 80%	0,68	-0,10	594	34,3	1,70	7,94	596	34,4	1,71	106,73	757,9	14,08	0,14
	0,68	-0,07	903	35,2	1,59	7,95	906	35,3	1,60	151,80		20,03	0,47
	0,68	-0,04	1198	35,3	1,52	7,95	1202	35,4	1,53	192,59		25,41	0,78
	0,68	-0,01	1499	35,2	1,35	7,95	1504	35,3	1,36	214,20		28,26	1,08
	0,68	-0,01	1794	34,9	1,22	7,95	1800	35,0	1,23	231,85		30,59	1,08
	0,68	0,00	2100	34,6	1,07	7,94	2108	34,7	1,08	238,41		31,46	1,17
	0,68	0,00	2404	33,3	0,85	7,93	2415	33,5	0,86	217,49		28,70	1,25
							Q <sub>medio</sub> 34,80						

Valores medidos, experimentales						Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m							
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
14,5 85%	0,69	-0,07	598	31,0	1,55	8,00	598	31,0	1,55	97,06	667,3	14,55	0,37
	0,69	-0,03	899	31,0	1,35	8,00	899	31,0	1,35	127,09		19,05	0,78
	0,69	-0,01	1200	31,3	1,19	8,00	1200	31,3	1,19	149,54		22,41	0,99
	0,69	0,00	1504	30,7	0,98	7,99	1505	30,7	0,98	154,45		23,15	1,08
	0,69	0,01	1795	30,7	0,85	7,99	1796	30,7	0,85	159,87		23,96	1,18
	0,69	0,03	2103	30,1	0,74	7,99	2104	30,1	0,74	163,04		24,43	1,38
	0,69	0,04	2405	29,7	0,59	7,98	2408	29,7	0,59	148,78		22,30	1,47
						Q <sub>medio</sub> 30,64							



Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
15 90%	0,69	-0,02	602	26,9	1,23	7,95	604	27,0	1,24	78,43	574,1	13,66	0,81
	0,69	-0,01	900	27,0	1,04	7,95	903	27,1	1,05	99,29		17,29	0,91
	0,69	0,00	1203	26,9	0,87	7,95	1207	27,0	0,88	111,23		19,37	1,01
	0,69	0,01	1501	26,5	0,67	7,95	1506	26,6	0,67	105,66		18,40	1,10
	0,70	0,03	1799	26,2	0,49	8,04	1795	26,1	0,49	92,11		16,04	1,30
	0,70	0,04	2095	25,5	0,38	8,04	2090	25,4	0,38	83,17		14,49	1,39
	0,70	0,04	2398	25,3	0,27	8,03	2394	25,3	0,27	67,69		11,79	1,39
							Q <sub>medio</sub> 26,36						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
15,5 95%	0,70	0,00	600	22,4	0,83	8,01	600	22,4	0,83	52,15	481,3	10,84	0,93
	0,70	0,00	903	22,9	0,69	8,01	902	22,9	0,69	65,18		13,54	0,94
	0,70	0,00	1197	22,9	0,54	8,01	1196	22,9	0,54	67,63		14,05	0,94
	0,70	0,01	1494	22,2	0,36	8,00	1494	22,2	0,36	56,32		11,70	1,03
	0,70	0,04	1803	21,5	0,21	8,00	1803	21,5	0,21	39,65		8,24	1,33
	0,70	0,04	2096	21,6	0,12	8,00	2096	21,6	0,12	26,34		5,47	1,33
	0,70	0,05	2404	21,2	cero	8,00	2404	21,2	cero	cero		0	1,42
							Q <sub>medio</sub> 22,10						

Valores medidos, experimentales							Experiment. corregidos Puntos homólogos H = 8 m						
Micr. (mm)	Pman <sub>e</sub> (bar)	Pman <sub>asp</sub> (bar)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η <sub>total</sub> (%)	h <sub>pasp</sub> (m)
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
16 100%	0,70	-0,01	600	18,2	0,51	7,97	601	18,2	0,51	32,10	390,5	8,22	0,77
	0,70	-0,01	901	18,4	0,39	7,97	903	18,4	0,39	36,88		9,44	0,77
	0,70	-0,01	1201	18,4	0,25	7,97	1203	18,4	0,25	31,49		8,06	0,77
	0,70	0,01	1500	17,8	0,18	7,97	1503	17,8	0,18	28,33		7,25	0,97
	0,70	0,03	1796	17,5	0,10	7,97	1799	17,5	0,10	18,84		4,82	1,17
	0,70	0,03	2104	17,7	0,05	7,97	2108	17,7	0,05	11,04		2,83	1,17
	0,70	0,04	2212	17,5	cero	7,97	2216	17,5	cero	cero		0	1,27
							Q <sub>medio</sub> 17,93						



## CONSTRUCCIÓN DE LAS TABLAS

Para cada posición del distribuidor y de los álabes construiremos una tabla. Veamos una de ellas columna a columna.

Las seis primeras columnas son los valores directamente medidos. El par lo medimos con la célula de carga que mide fuerza, pero ya está multiplicada por su brazo, que es una constante, y por tanto en el display aparece el “par de fuerzas” en (N·m).

### 7ª Columna:

Calculamos la altura neta (H) mediante la expresión (6’).

### 8ª Columna:

De los valores medidos hemos obtenido diversas alturas netas “H”. Debido a las fluctuaciones en las medidas, en vez de obtener una sola “H” obtenemos diversas, aunque muy parecidas.

Pues bien, corregimos estas medidas a las que habríamos obtenido si la altura neta hubiera sido rigurosamente constante e igual a  $H = 8$  m.

A los valores de “n”, “Q”, y “par” así obtenidos les llamaremos “experimentales corregidos”, puntos homólogos.

La velocidad de rotación corregida; n (homóloga), es la velocidad de la turbina que corresponde al punto homólogo al medido, pero con:  $H_{\text{homóloga}} = 8$  m

$$\frac{H_{\text{homóloga}}}{H} = \left( \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow \text{Obtenemos: } n_{\text{homóloga}}$$

### 9ª Columna:

El caudal del punto homólogo al medido y que corresponde a  $H_{\text{homóloga}} = 8$  m Se obtiene:

$$\frac{Q_{\text{homólogo}}}{Q} = \frac{n_{\text{homólogo}}}{n} \Rightarrow \text{Obtenemos: } Q_{\text{homólogo}}$$

### 10ª Columna:

El par del punto homólogo:

$$\frac{\text{Pot}_{\text{homóloga}}}{\text{Pot}} = \left( \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^3 = \frac{\text{Par}_{\text{homóloga}}}{\text{Par}} \cdot \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \Rightarrow$$

$$\frac{\text{Par}_{\text{homólogo}}}{\text{Par}} = \left( \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^2 \Rightarrow \text{Par}_{\text{homólogo}}$$

Ya tenemos los valores “experimentales corregidos”  $n_{\text{homólogo}}$ ,  $Q_{\text{homólogo}}$ ,  $\text{Par}_{\text{homólogo}}$ , todos ellos correspondientes a la altura neta  $H_{\text{homóloga}} = 8$  m



### A partir de ahora todos los cálculos se harán sobre estos valores

#### 11ª Columna:

Potencia útil de la turbina ó potencia en el eje, de la ecuación (9).

#### 12ª Columna:

Potencia neta, de la ecuación (8) calculada con el caudal medio de la columna “9”, y la altura neta:  $H = 8 \text{ m}$

#### 13ª Columna:

Rendimiento total de la turbina, de la ecuación (10).

#### 14ª Columna:

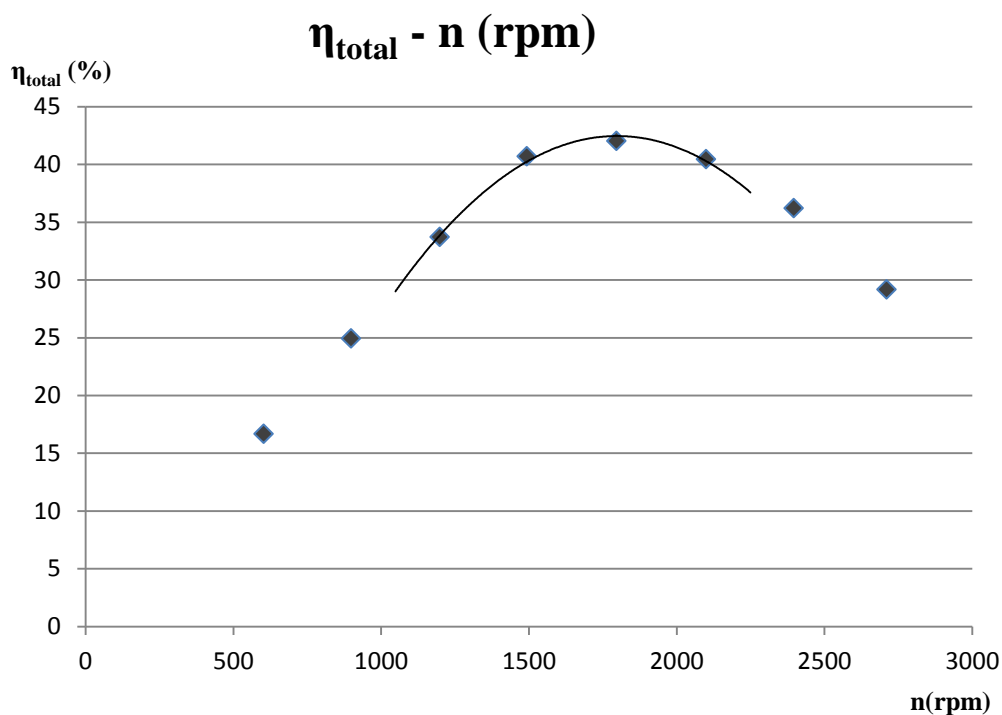
Altura de pérdidas en la tubería de aspiración, de la ecuación (7’’).

## TRABAJO A REALIZAR

Se deberán representar las siguientes gráficas:

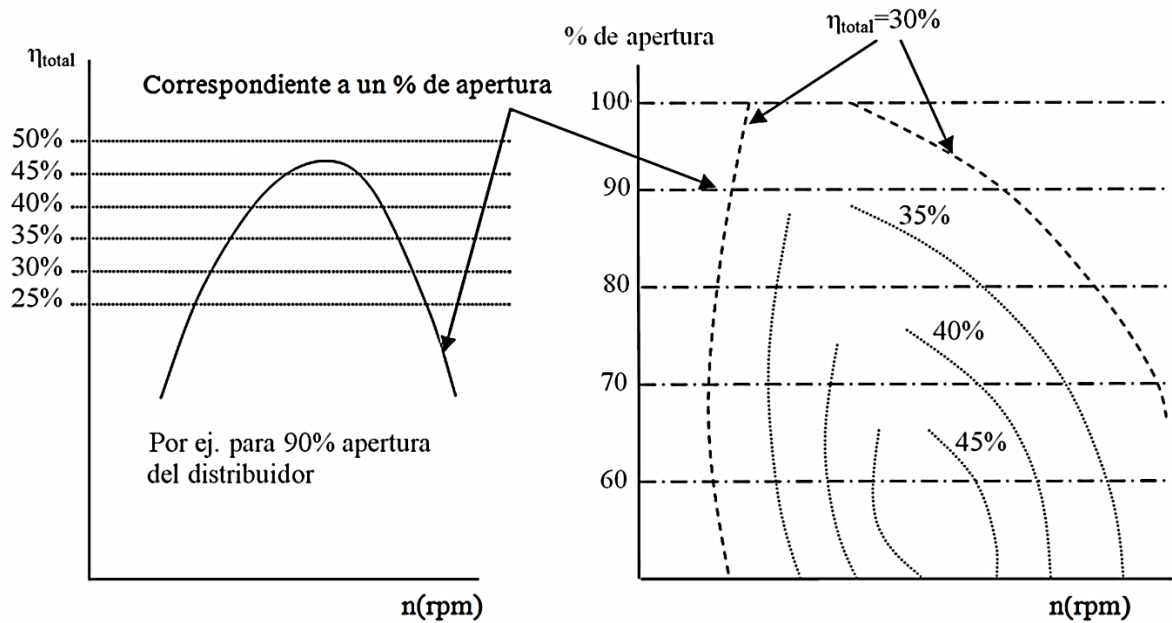
- Gráficas rendimiento total ( $\eta_{\text{total}}$ ) – nº de revoluciones de la turbina ( $n$ ).

Para cada posición del distribuidor, se representará el rendimiento total (columna 13) respecto al nº de revoluciones de la turbina (columna 8):





- Gráfica colina de rendimientos

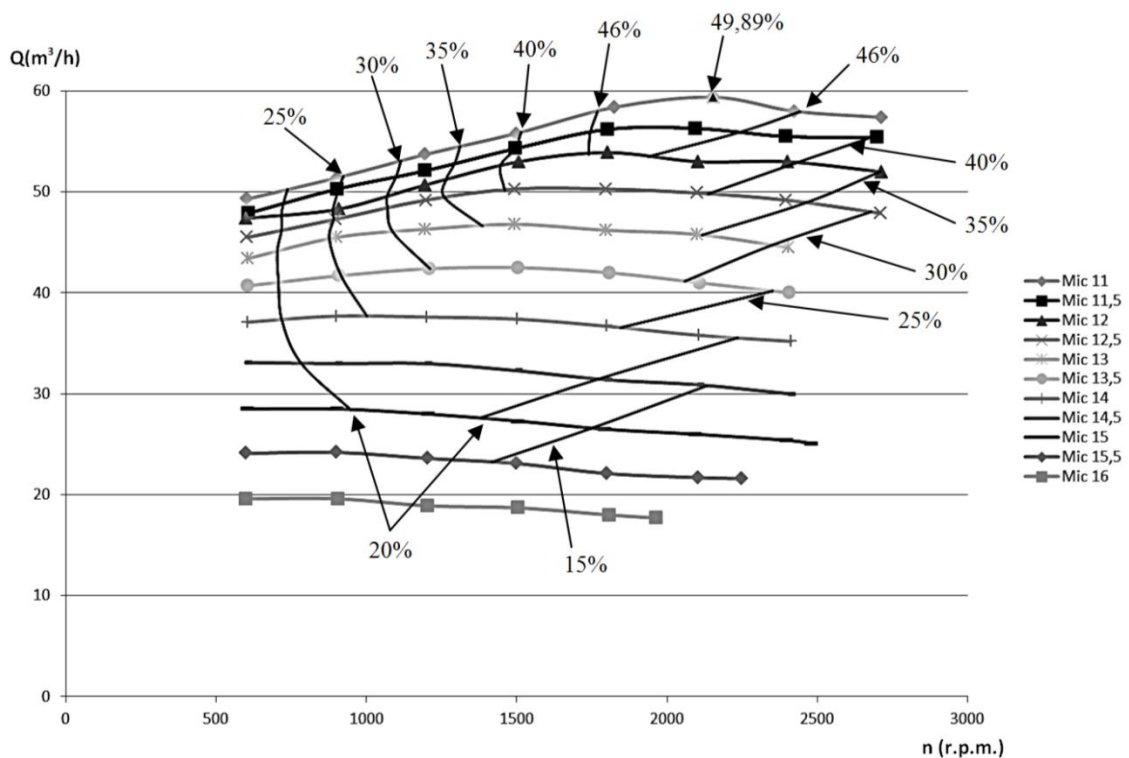


Los datos para construir la colina de rendimientos los tomaremos de los gráficos anteriores, de las intersecciones de las rectas horizontales con la curva ajustada y luego uniendo, aproximadamente, los puntos de igual rendimiento.

Se tomarán preferiblemente los rendimientos: 15%, 20%, 25%, 30%, 35%, 40%, 45% y el máximo alcanzado.

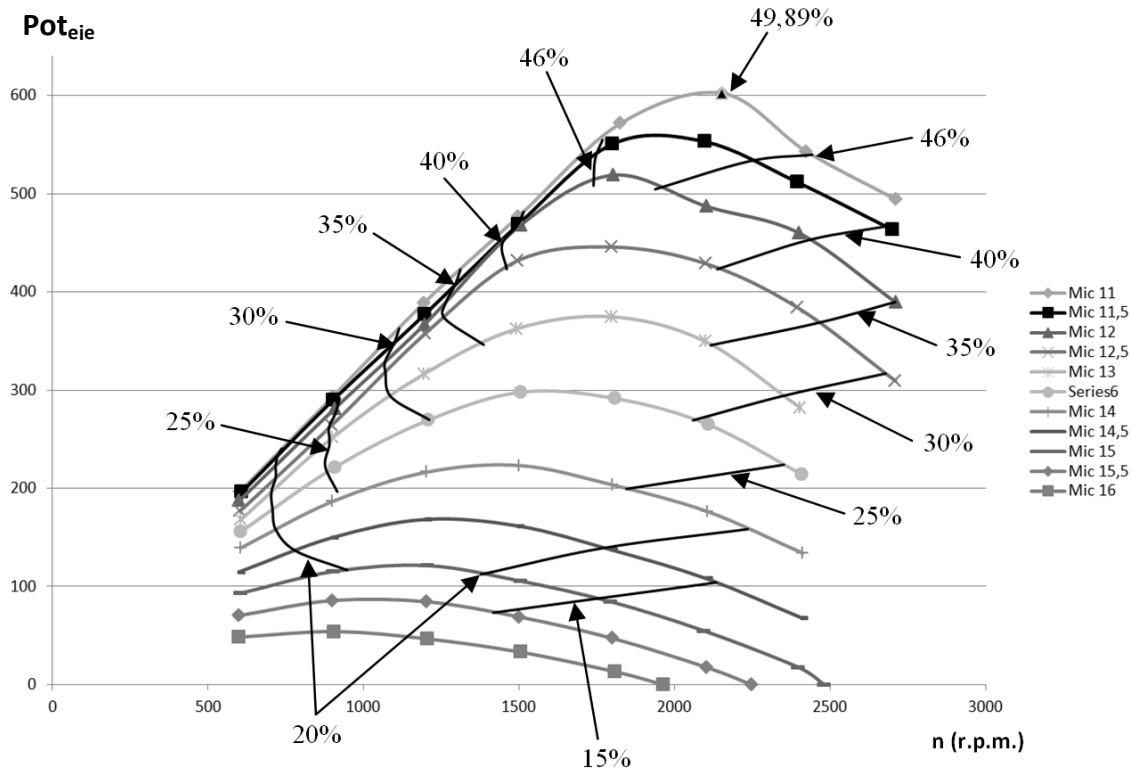
- Gráfica caudal (Q) – revoluciones de la turbina (n)

- a) Se representarán en una misma gráfica las curvas Q – n para cada posición del distribuidor.
- b) A la gráfica anterior se le añadirán las curvas del rendimiento total de la colina de rendimientos.





- Gráfica Potencia eje (Pot. eje) – revoluciones de la turbina (n)
  - a) Se representarán en una misma gráfica las curvas Pot<sub>eje</sub> – n para cada posición del distribuidor.
  - b) A la gráfica anterior se le añadirán las curvas del rendimiento total de la colina de rendimientos.



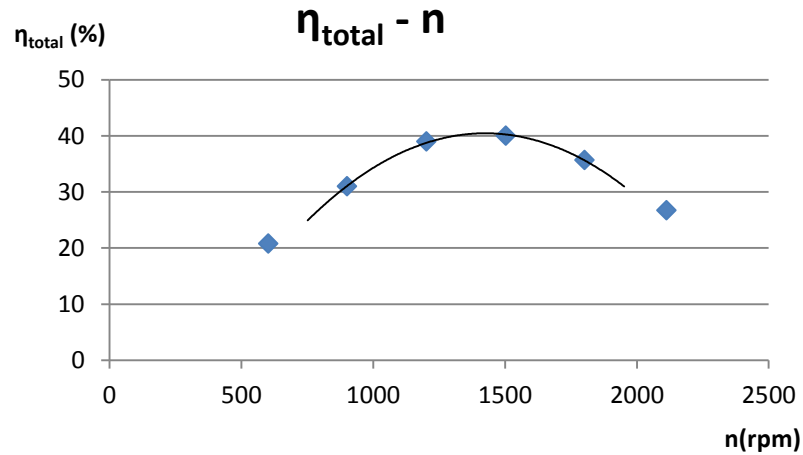


## GRÁFICAS OBTENIDAS EN LA PRÁCTICA

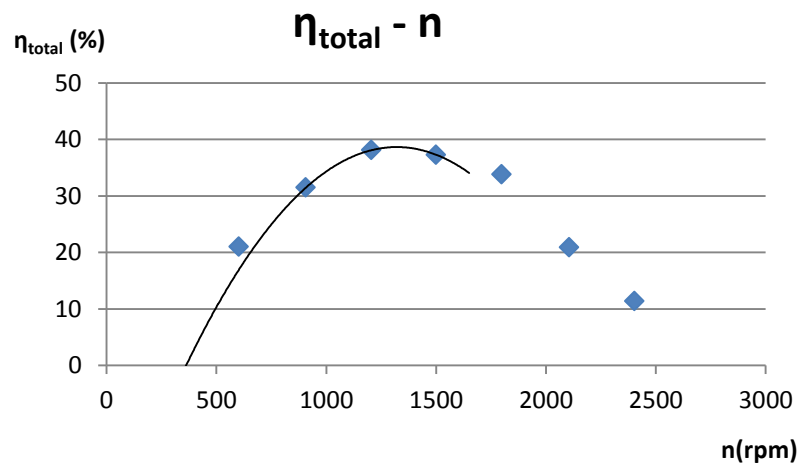
- **Álabes del rodete al 83,3 % apertura (placa 6)**

**Gráficas rendimiento total ( $\eta_{total}$ ) – nº de revoluciones de la turbina (n)**

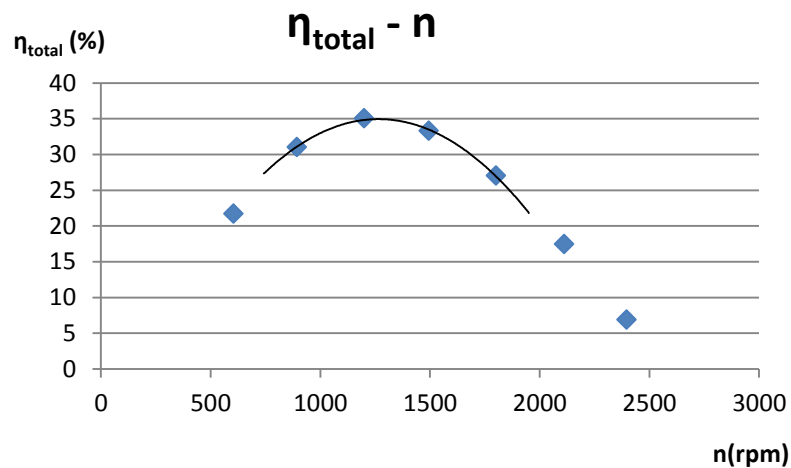
- Vuelta 12,5 mm (65% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 13 mm (70% de apertura del distribuidor)

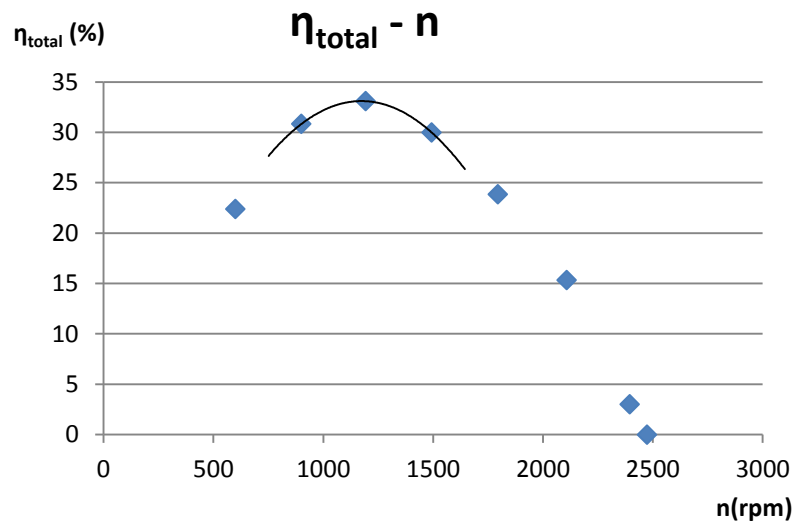


- Vuelta 13,5 mm (75% de apertura del distribuidor)

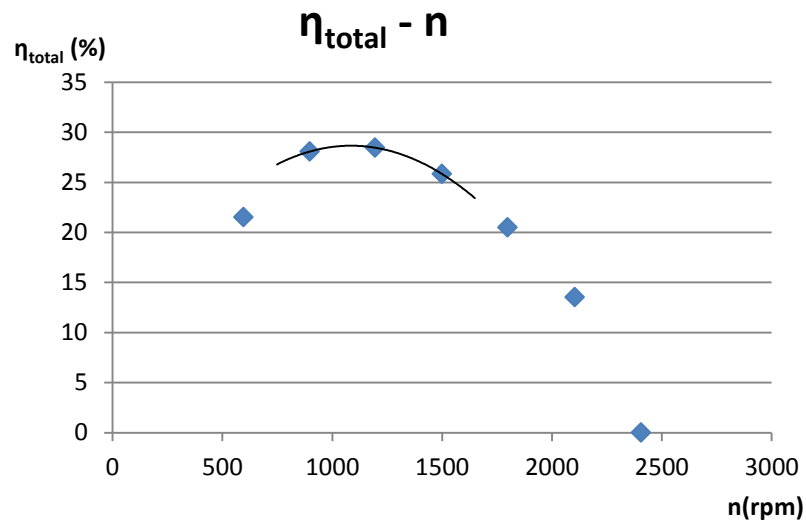




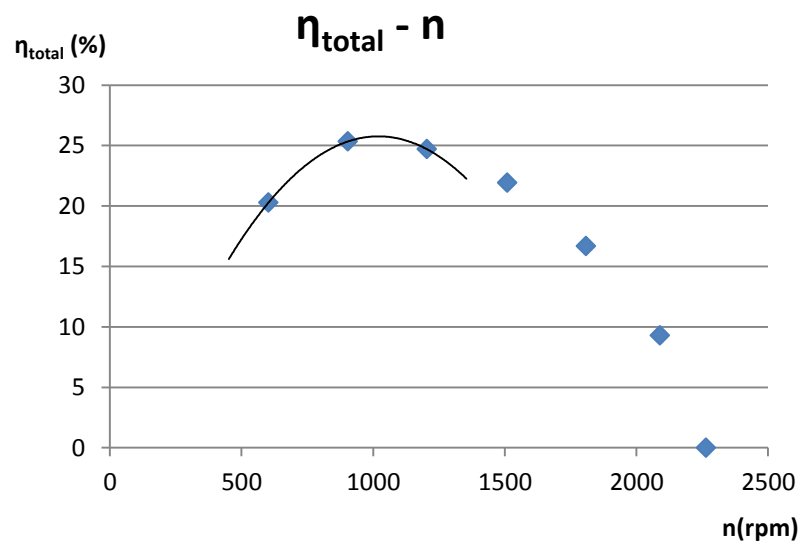
- Vuelta 14 mm (80% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 14,5 mm (85% de apertura del distribuidor)



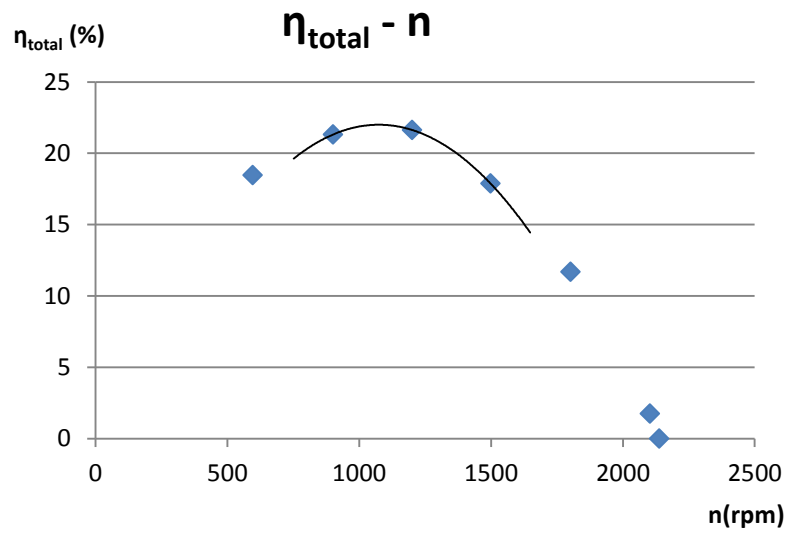
- Vuelta 15 mm (90% de apertura del distribuidor)



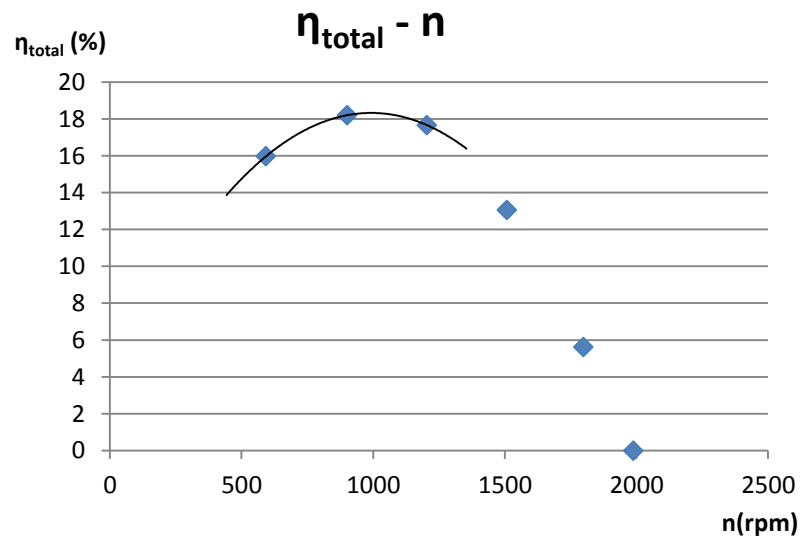




- Vuelta 15,5 mm (95% de apertura del distribuidor)

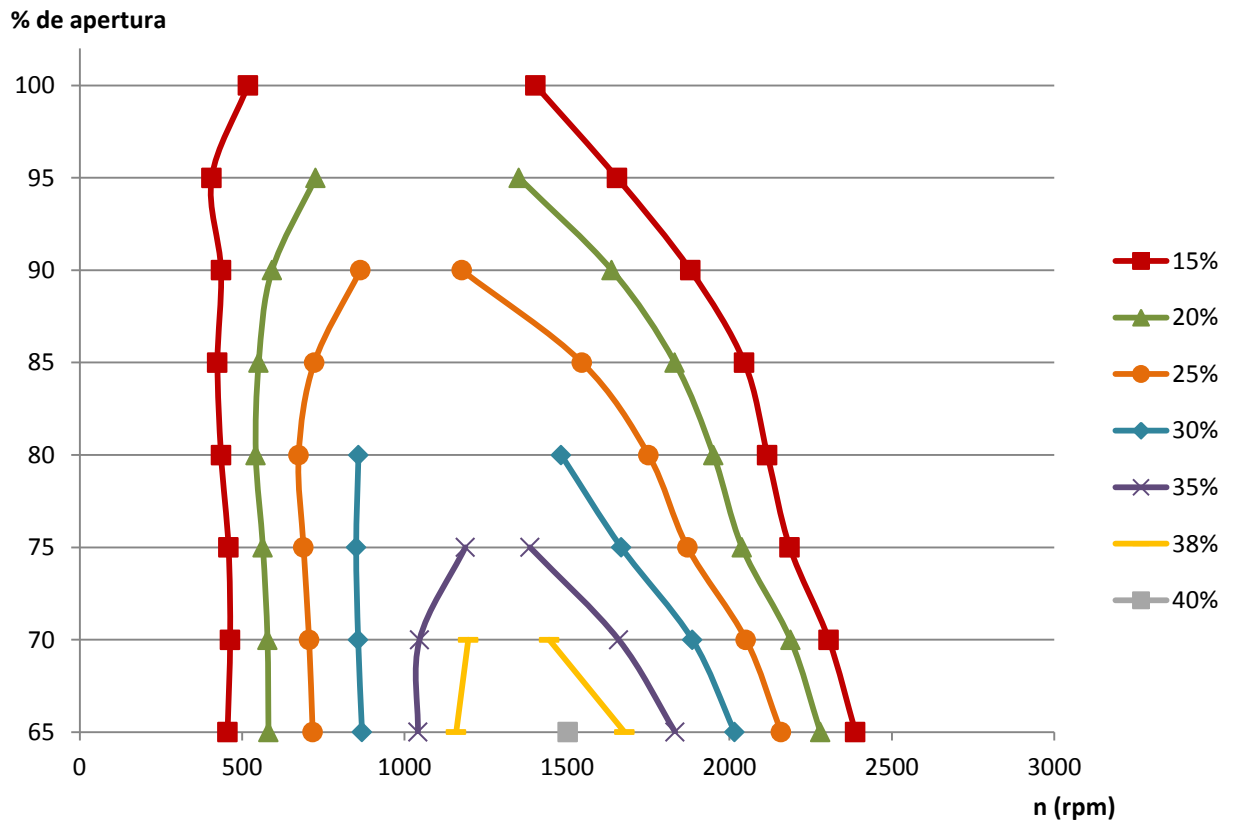


- Vuelta 16 mm (100% de apertura del distribuidor)



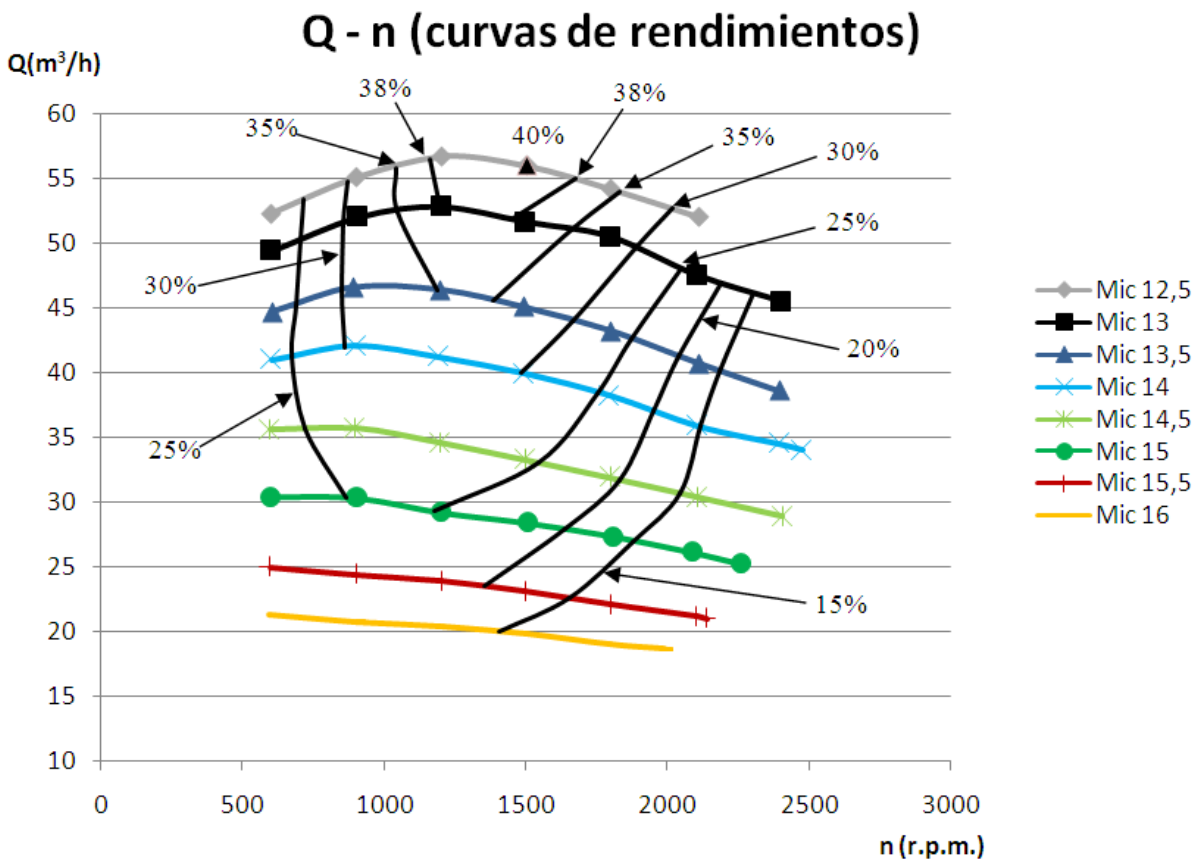
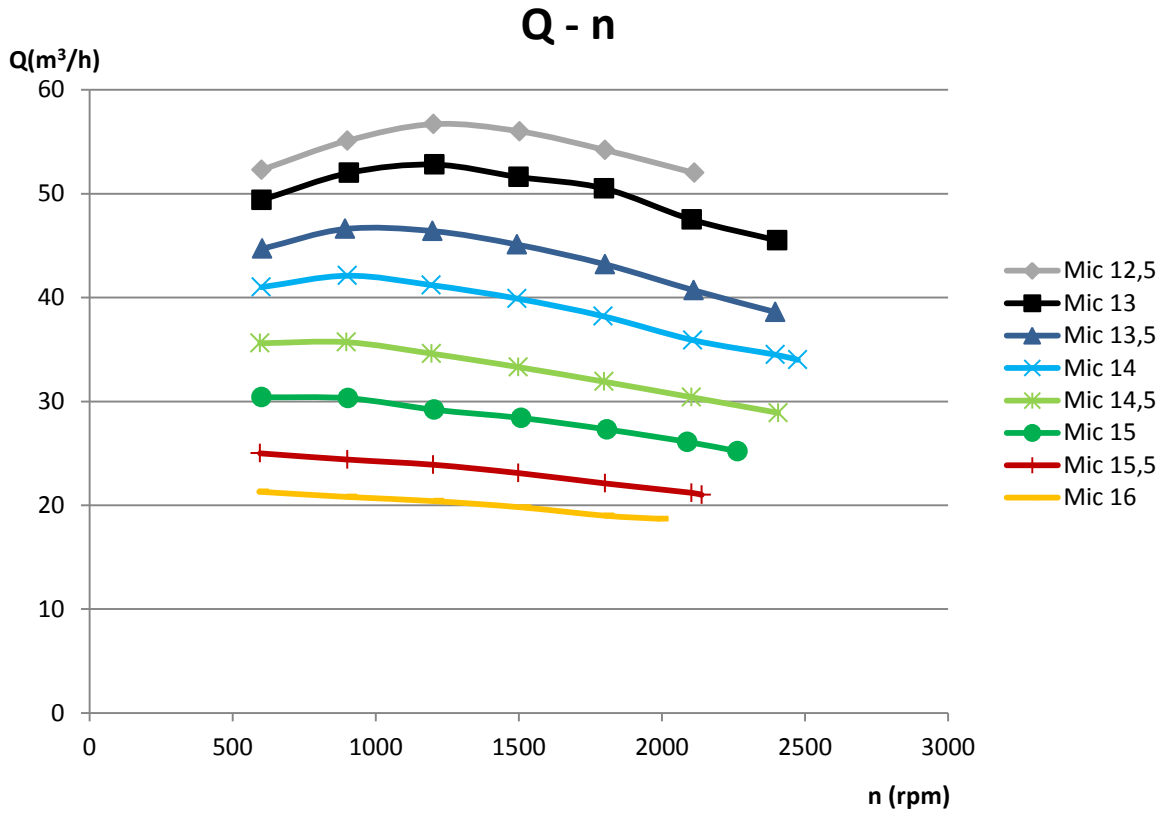


### Colina de rendimientos



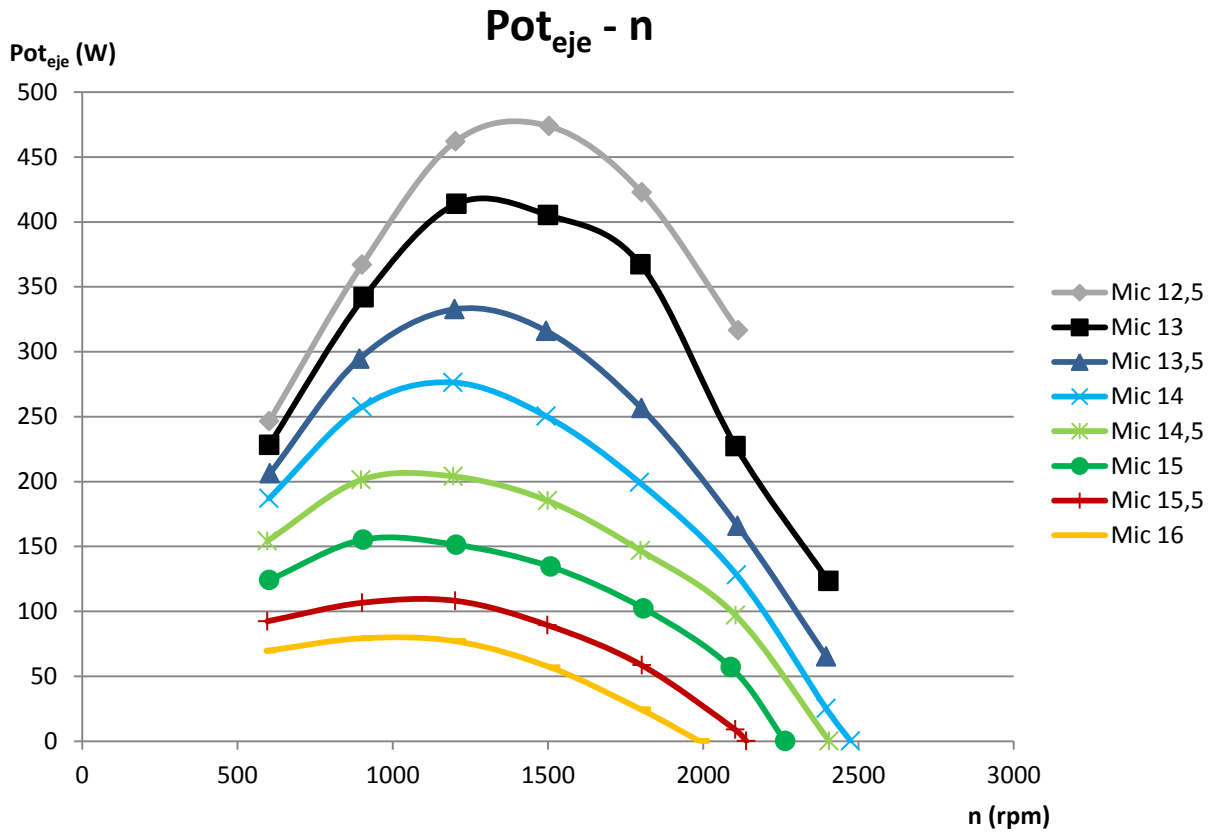


**Gráficas caudal (Q) – nº de revoluciones de la turbina (n)**

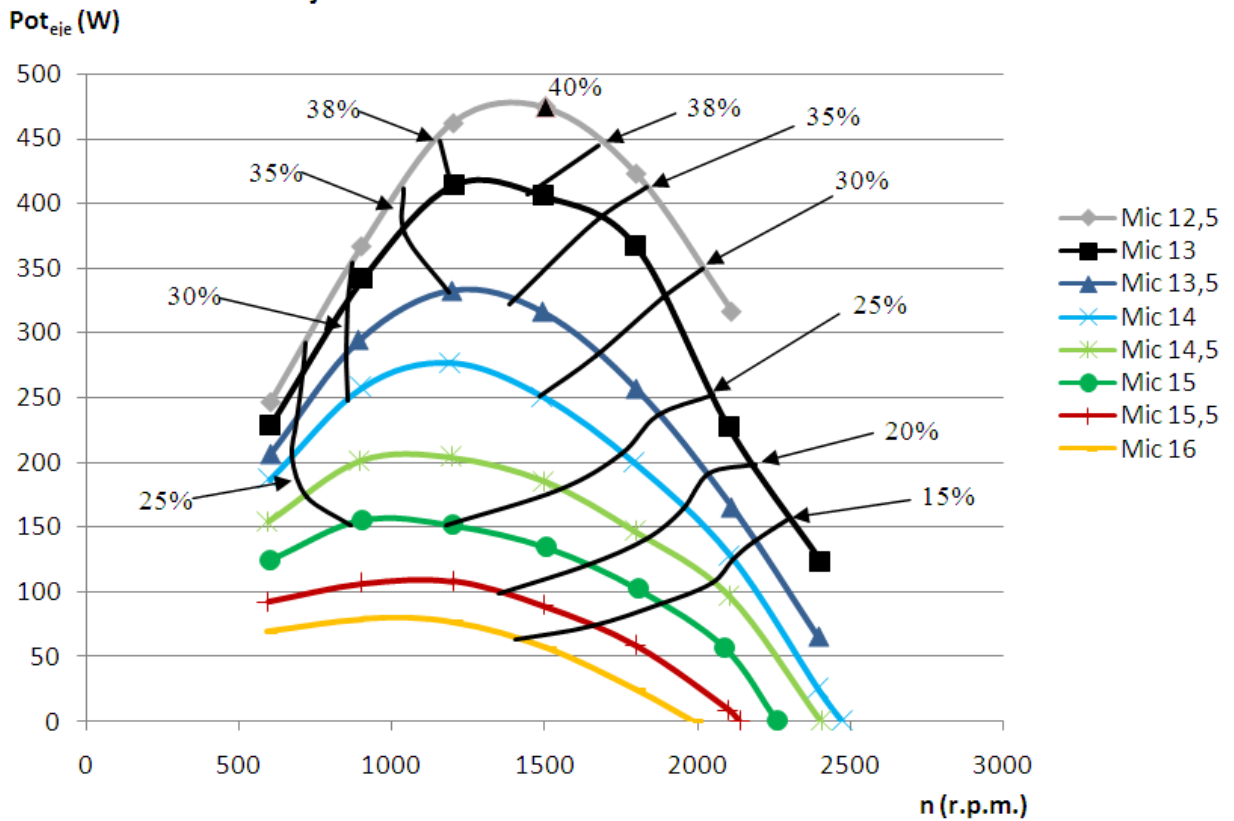




**Gráficas potencia en el eje ( $Pot_{eje}$ ) – nº de revoluciones de la turbina (n)**



**Pot<sub>eje</sub> - n (curvas de rendimientos)**

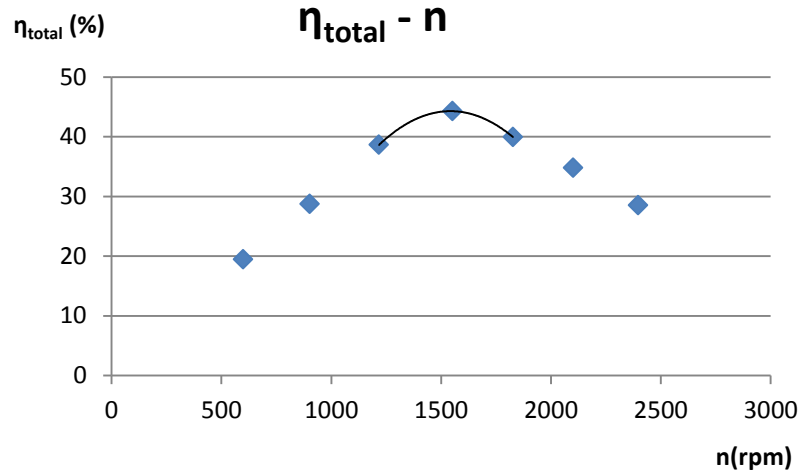




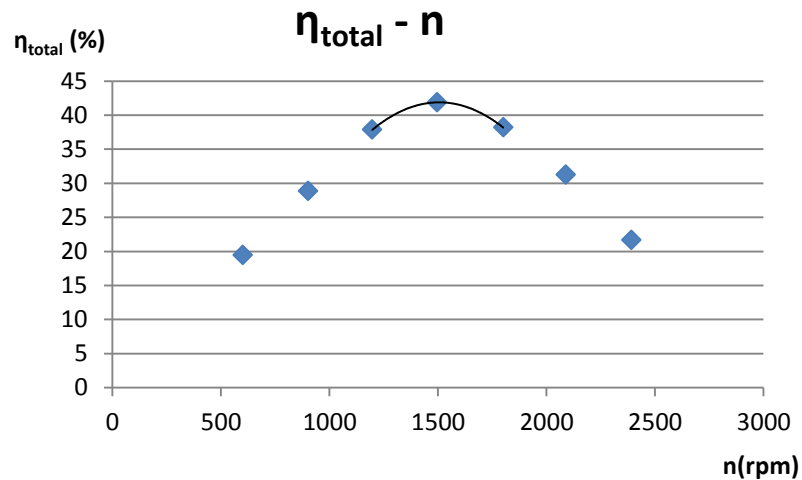
- **Álabes del rodete al 66,7 % apertura (placa 5)**

**Gráficas rendimiento total ( $\eta_{total}$ ) – nº de revoluciones de la turbina (n)**

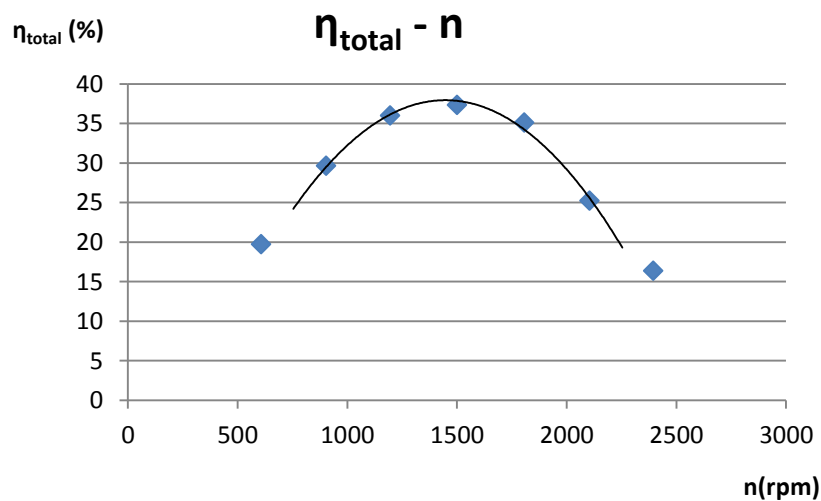
- Vuelta 12 mm (60% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 12,5 mm (65% de apertura del distribuidor)

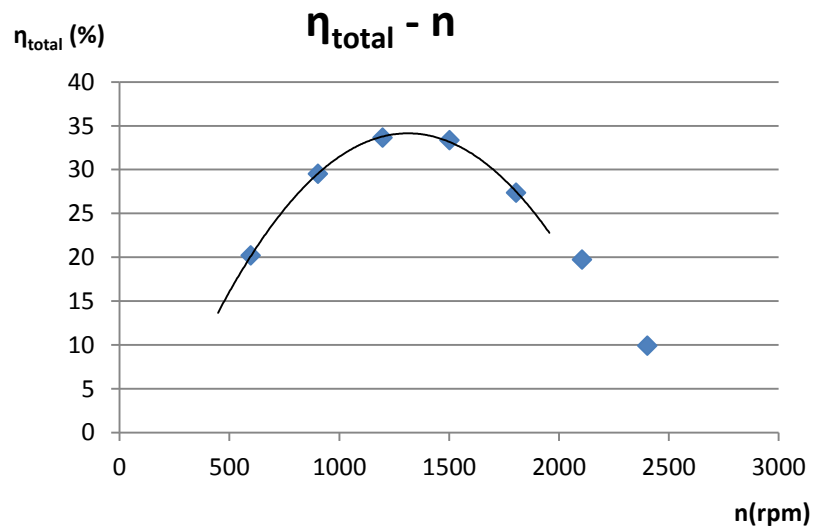


- Vuelta 13 mm (70% de apertura del distribuidor)

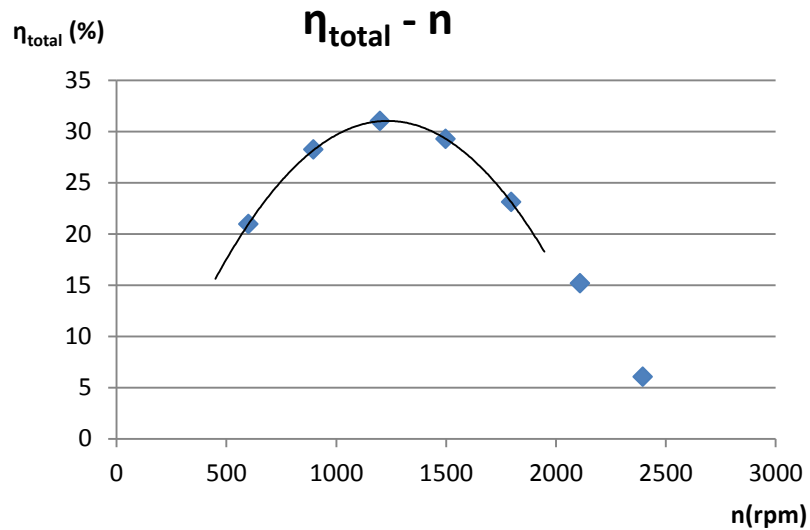




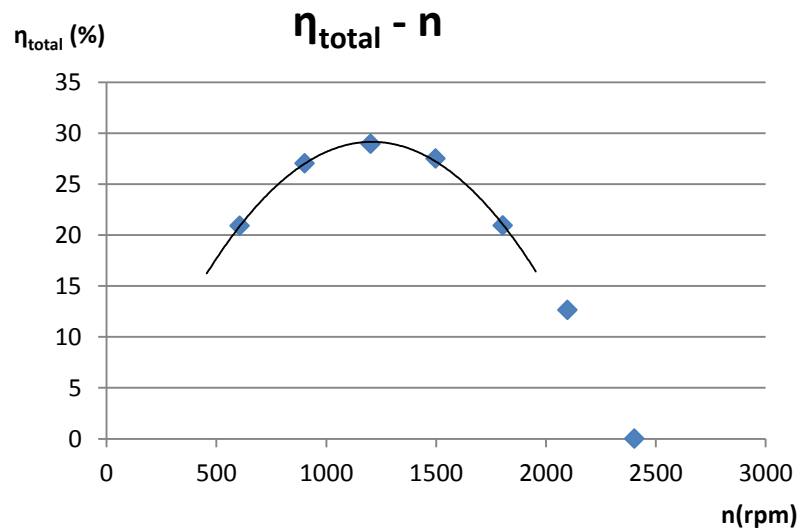
- Vuelta 13,5 mm (75% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 14 mm (80% de apertura del distribuidor)

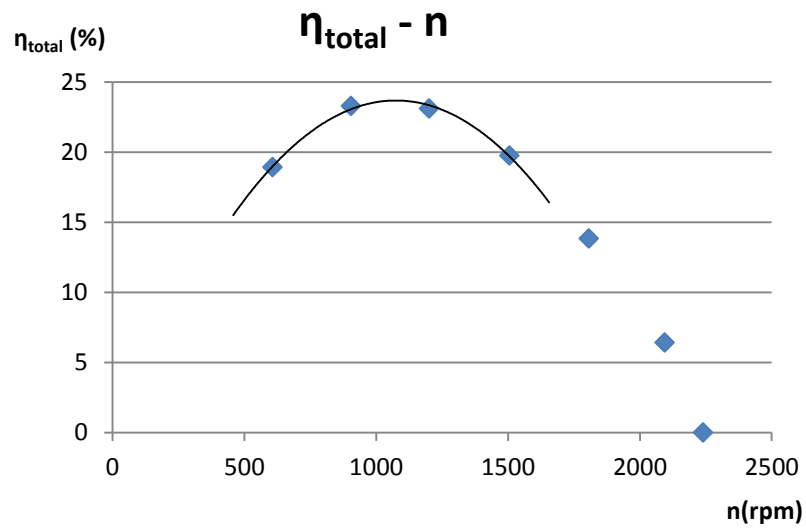


- Vuelta 14,5 mm (85% de apertura del distribuidor)

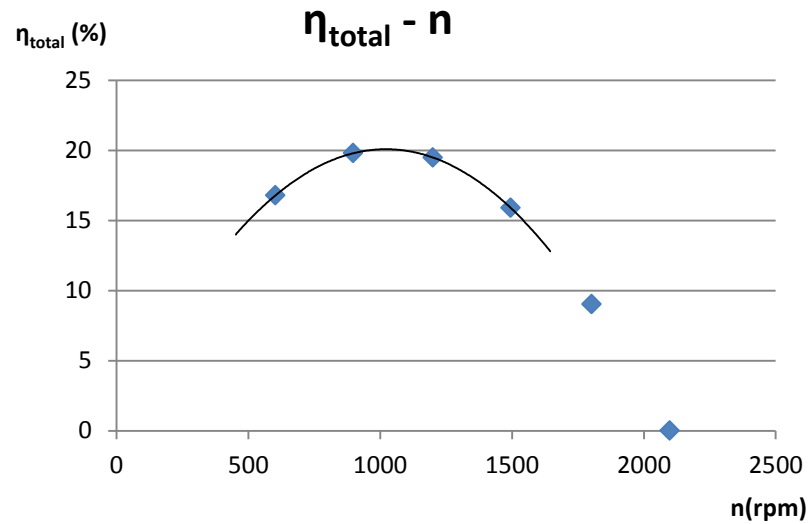




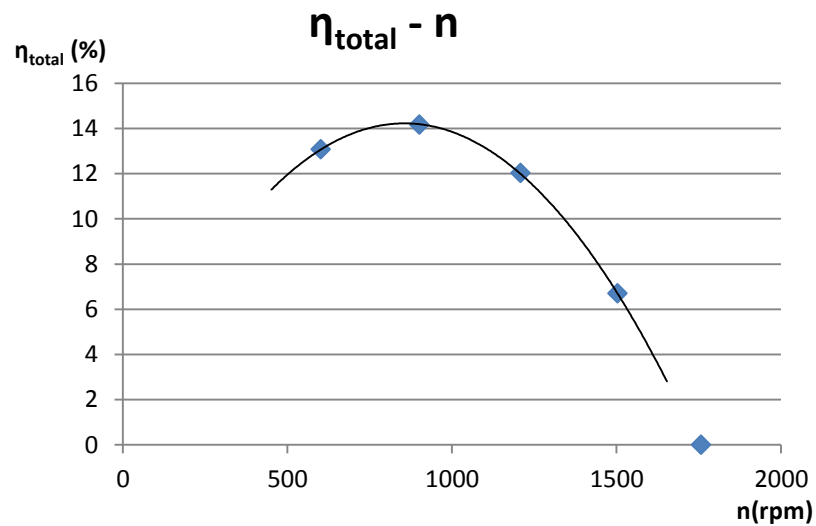
- Vuelta 15 mm (90% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 15,5 mm (95% de apertura del distribuidor)

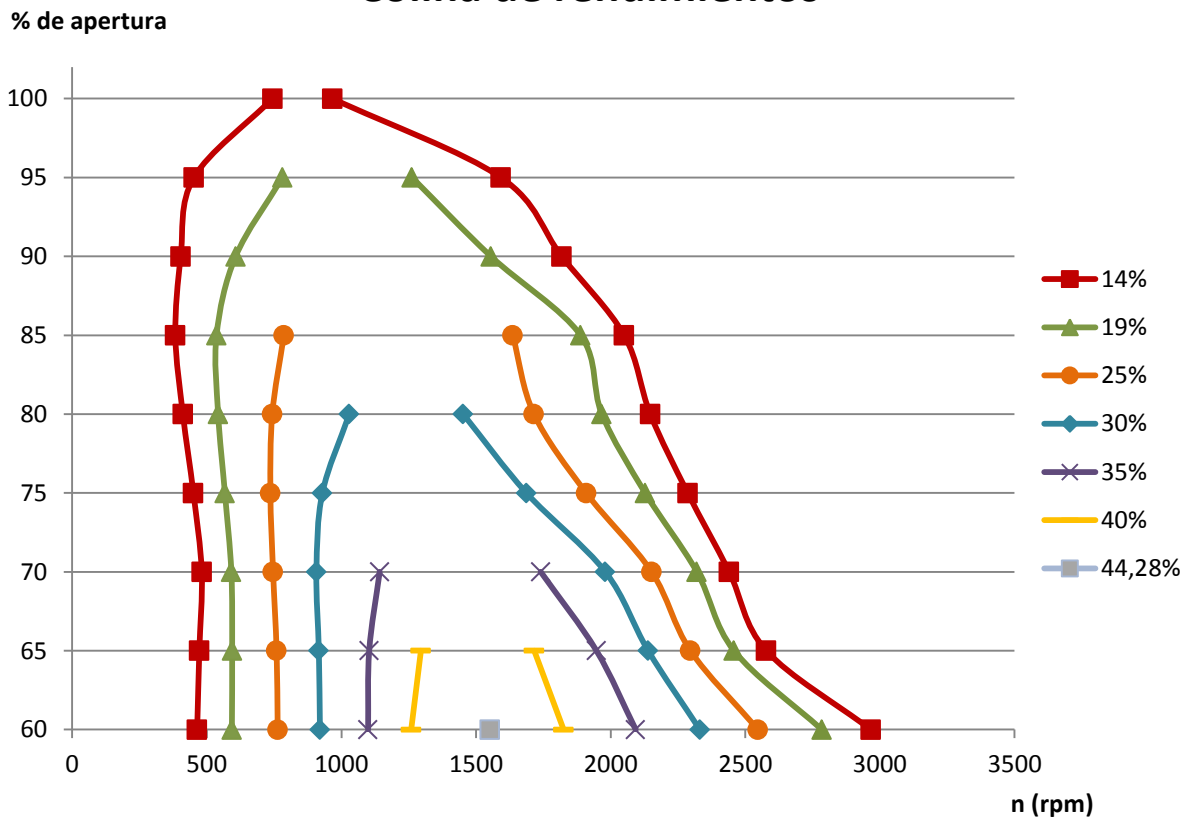


- Vuelta 16 mm (100% de apertura del distribuidor)





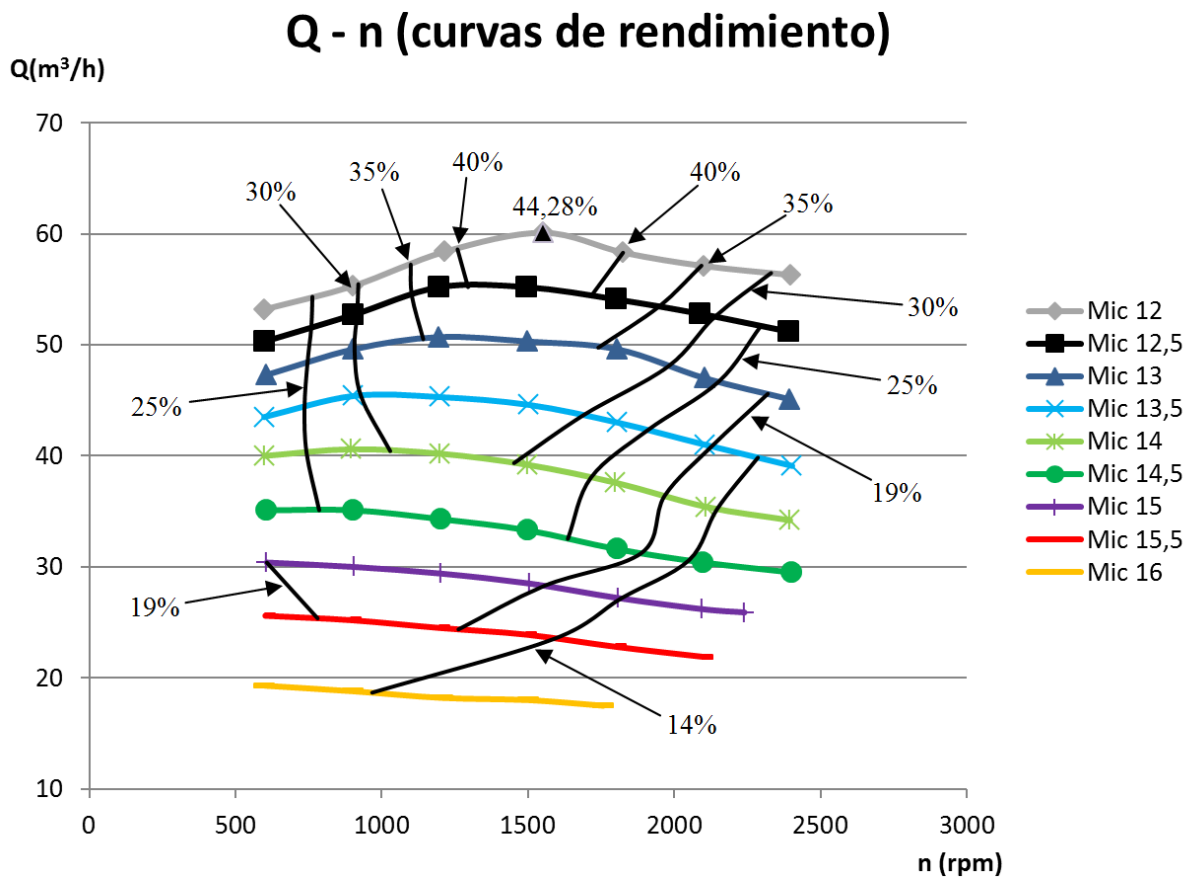
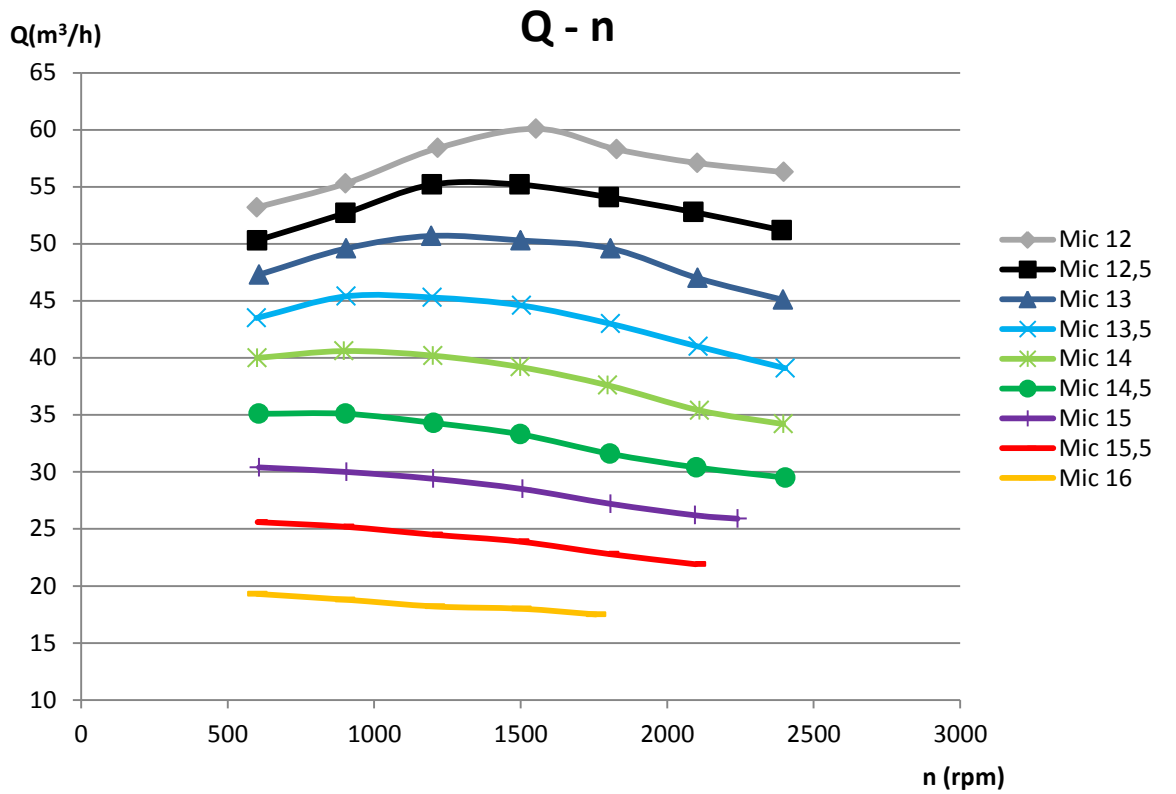
### Colina de rendimientos





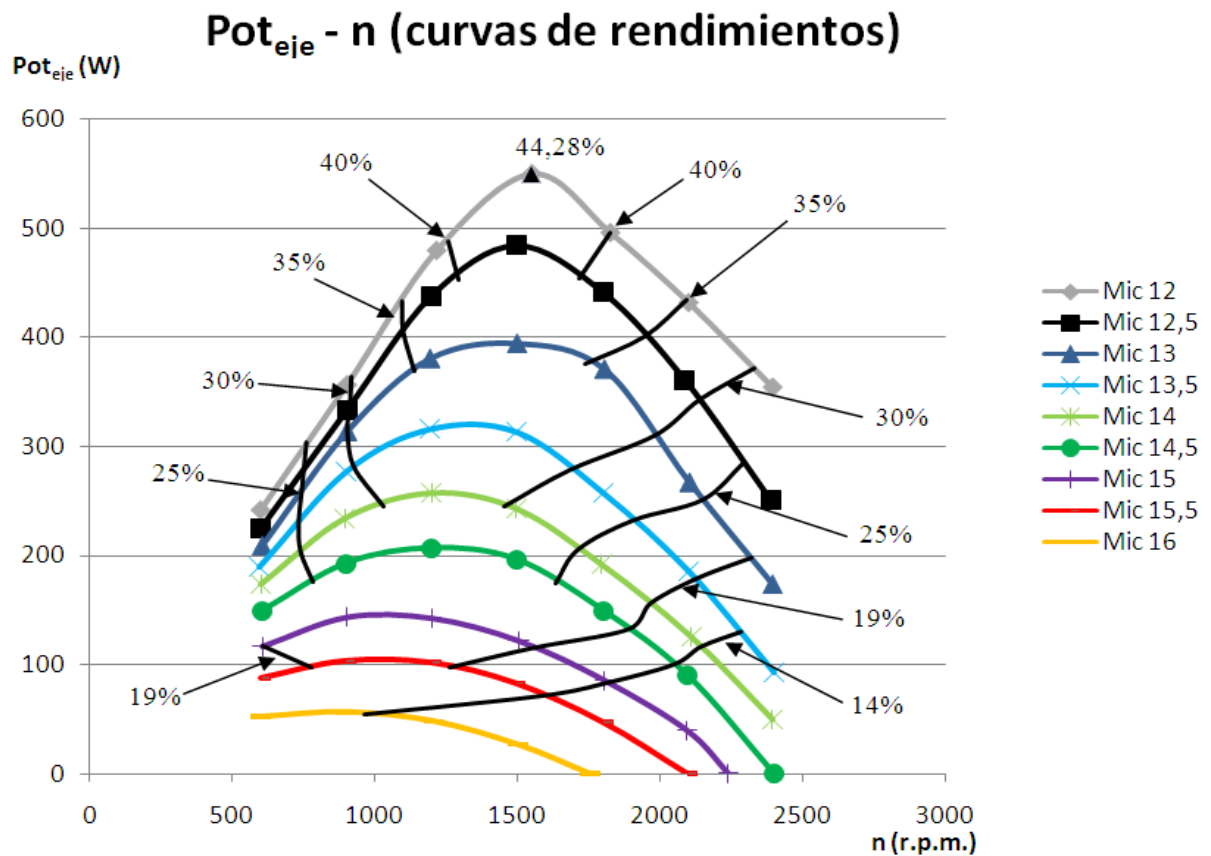
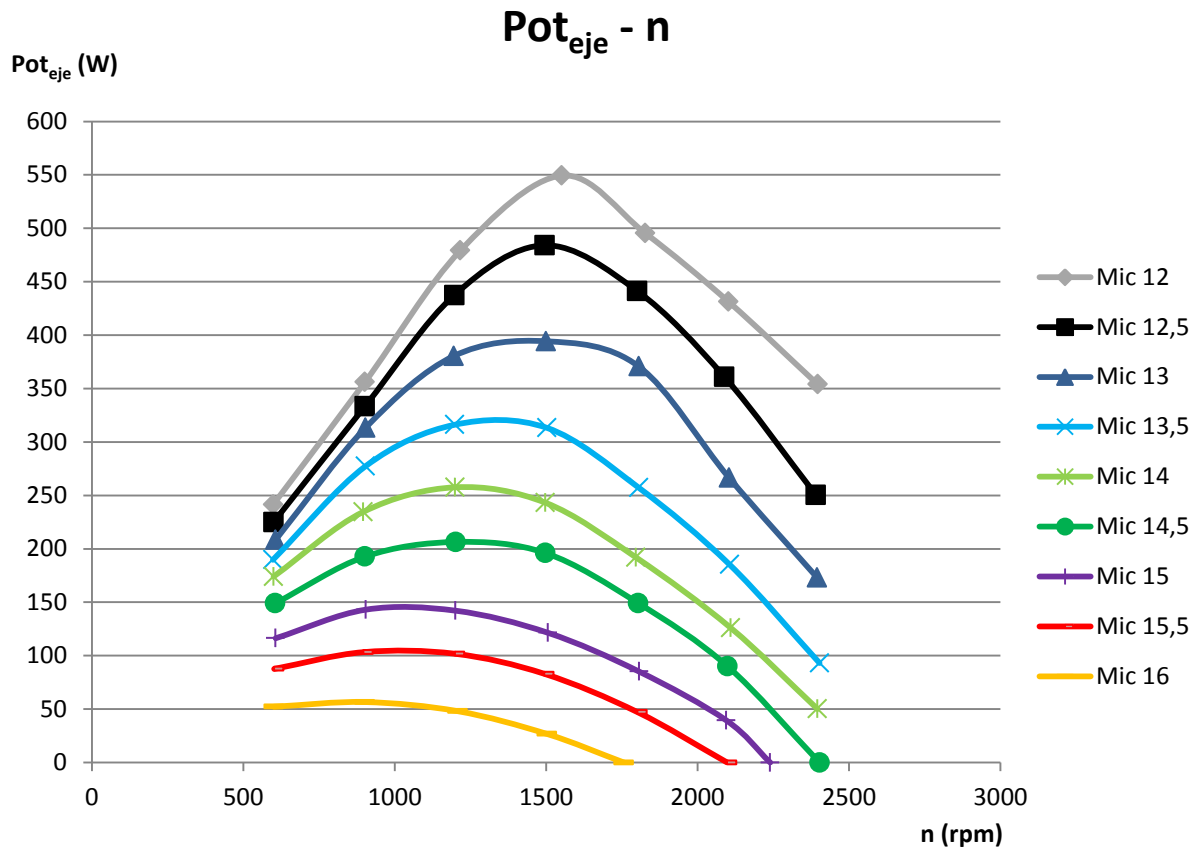


**Gráficas caudal (Q) – nº de revoluciones de la turbina (n)**





**Gráficas potencia en el eje ( $Pot_{eje}$ ) – nº de revoluciones de la turbina (n)**

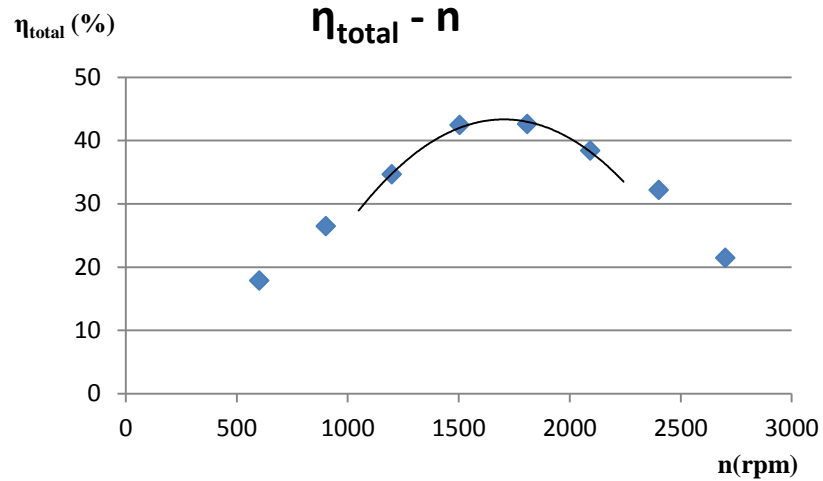




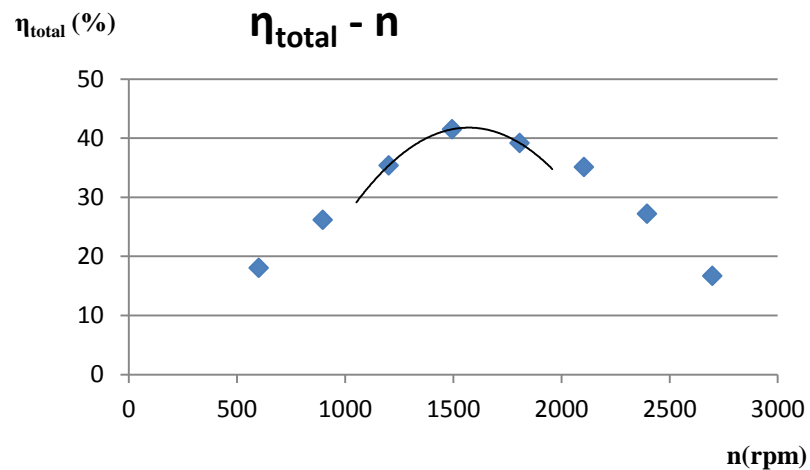
- **Álabes del rodete al 50 % apertura (placa 4)**

**Gráficas rendimiento total ( $\eta_{total}$ ) – n° de revoluciones de la turbina (n)**

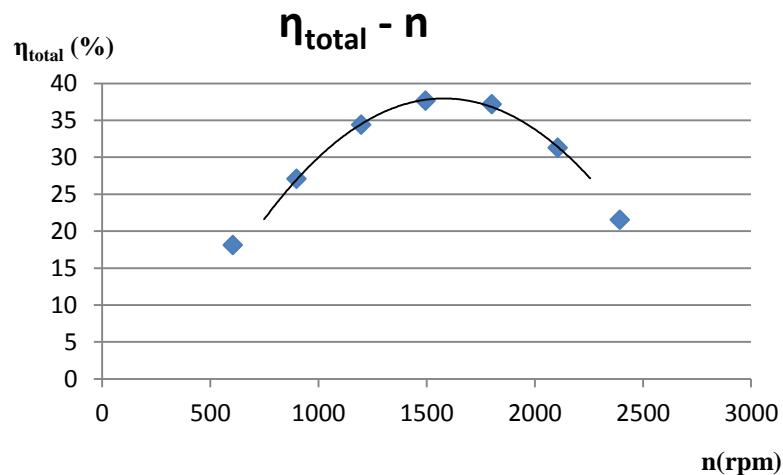
- Vuelta 12 mm (60% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 12,5 mm (65% de apertura del distribuidor)

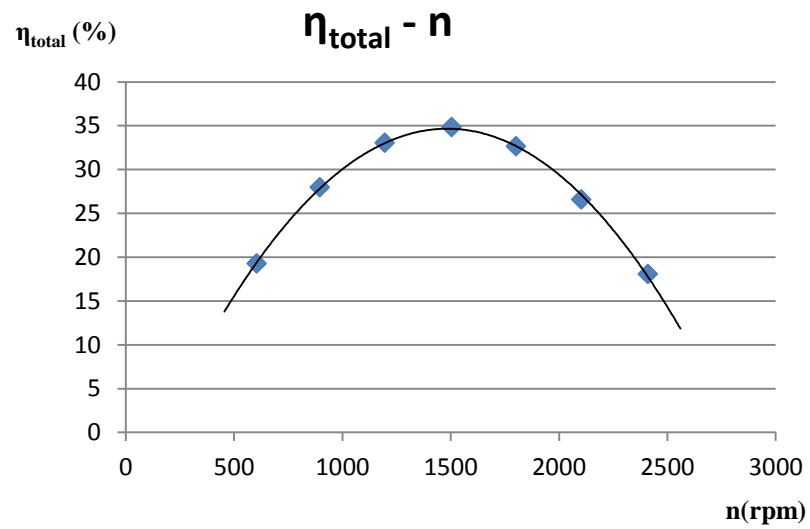


- Vuelta 13 mm (70% de apertura del distribuidor)

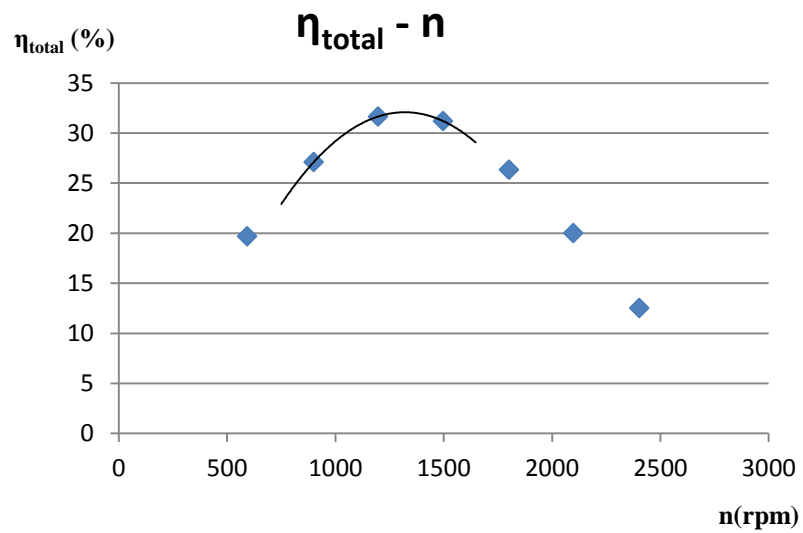




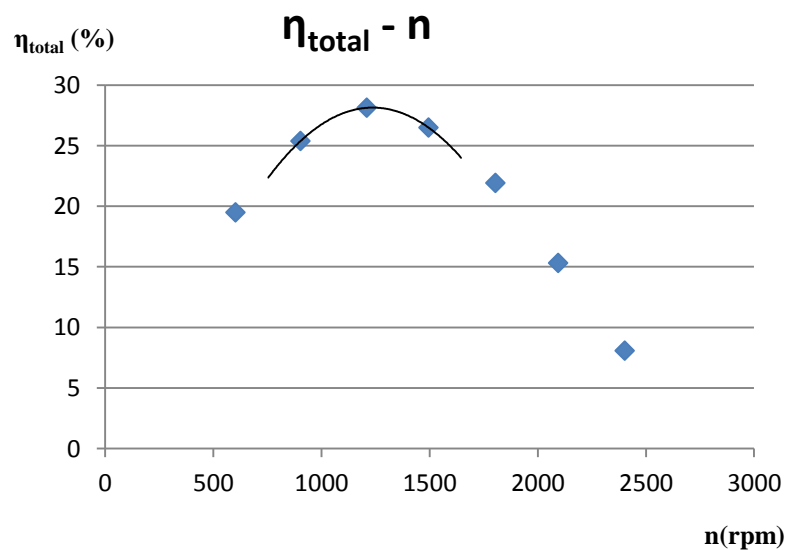
- Vuelta 13,5 mm (75% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 14 mm (80% de apertura del distribuidor)

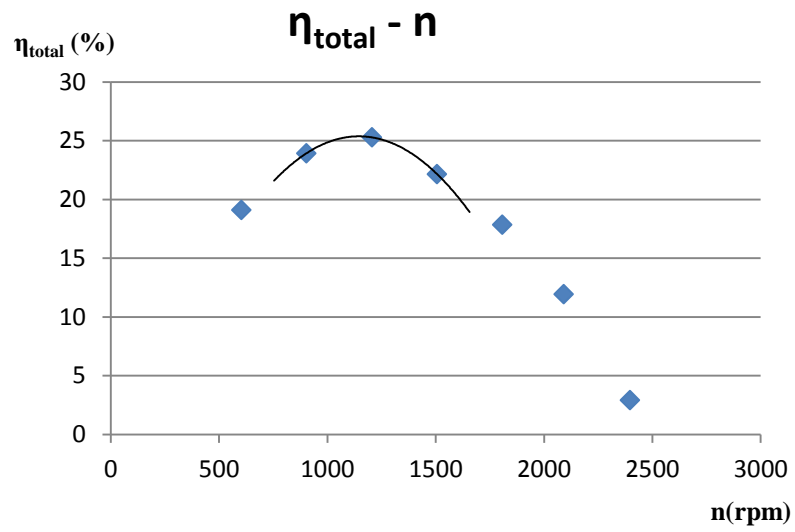


- Vuelta 14,5 mm (85% de apertura del distribuidor)

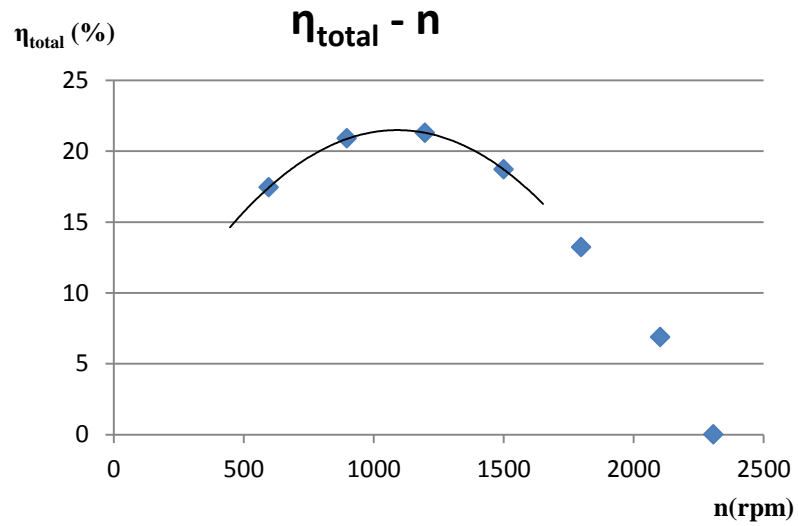




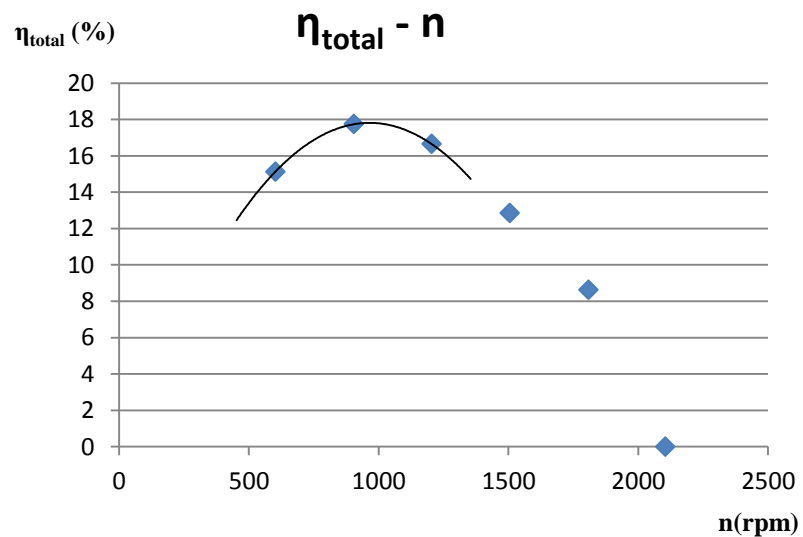
- Vuelta 15 mm (90% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 15,5 mm (95% de apertura del distribuidor)

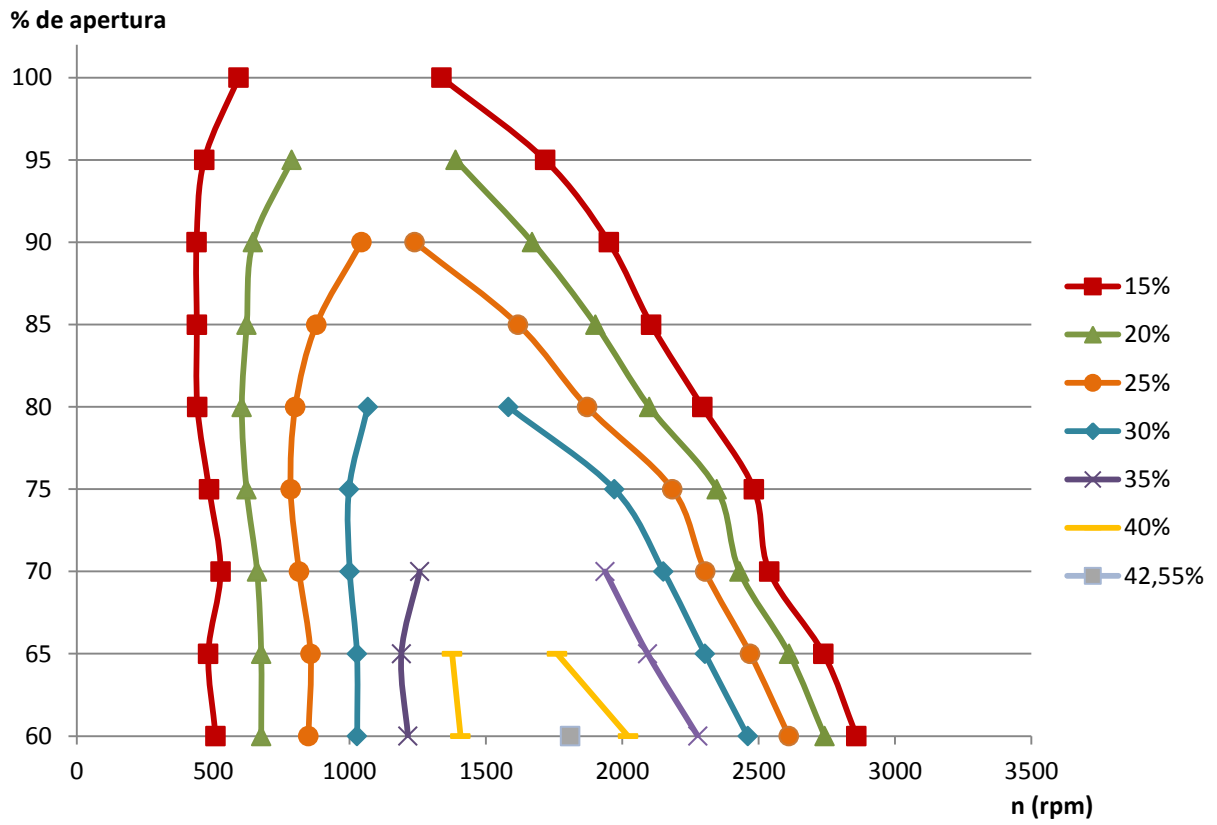


- Vuelta 16 mm (100% de apertura del distribuidor)



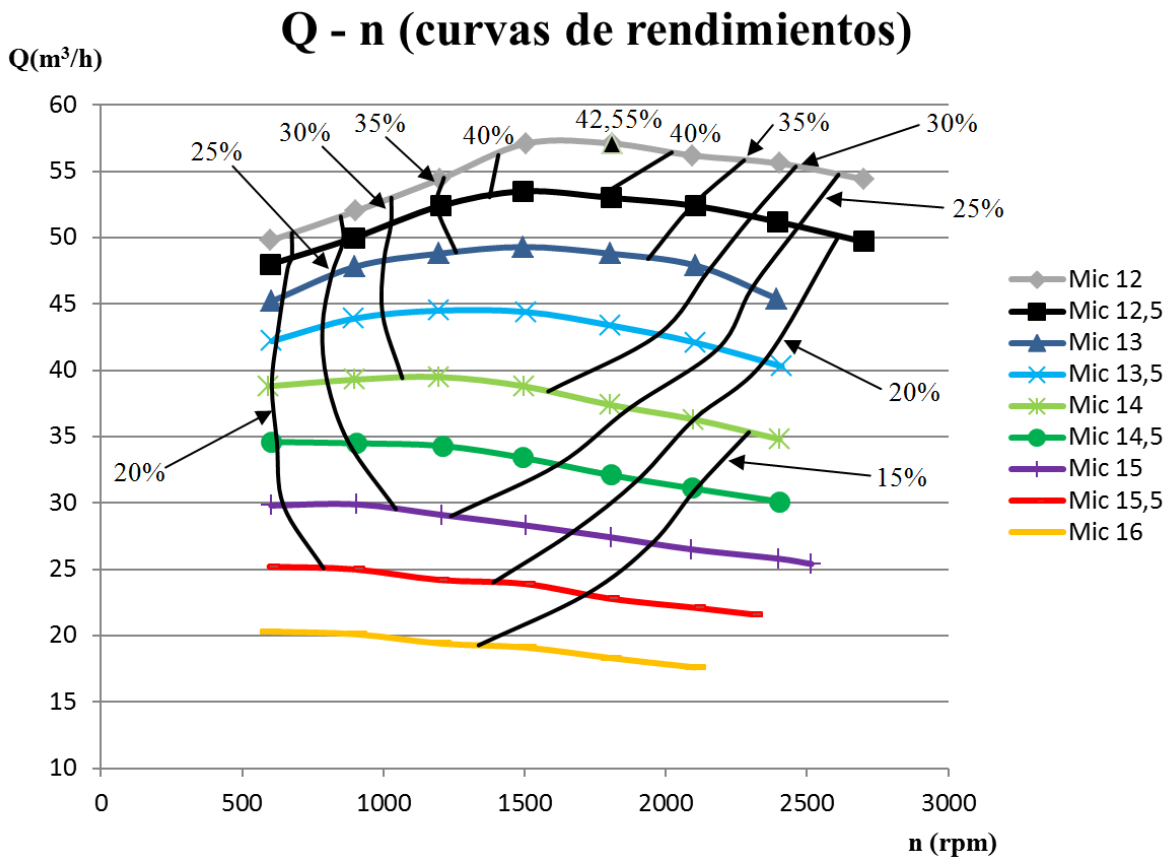
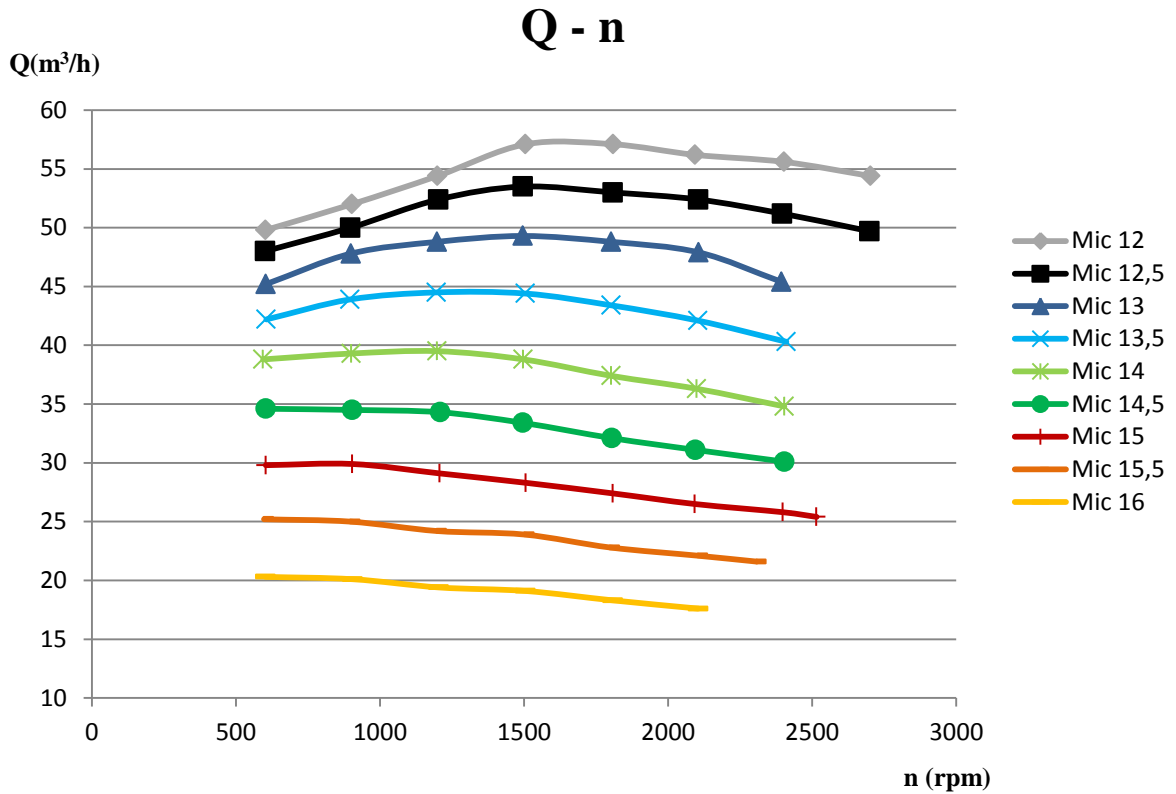


### Colina de rendimientos



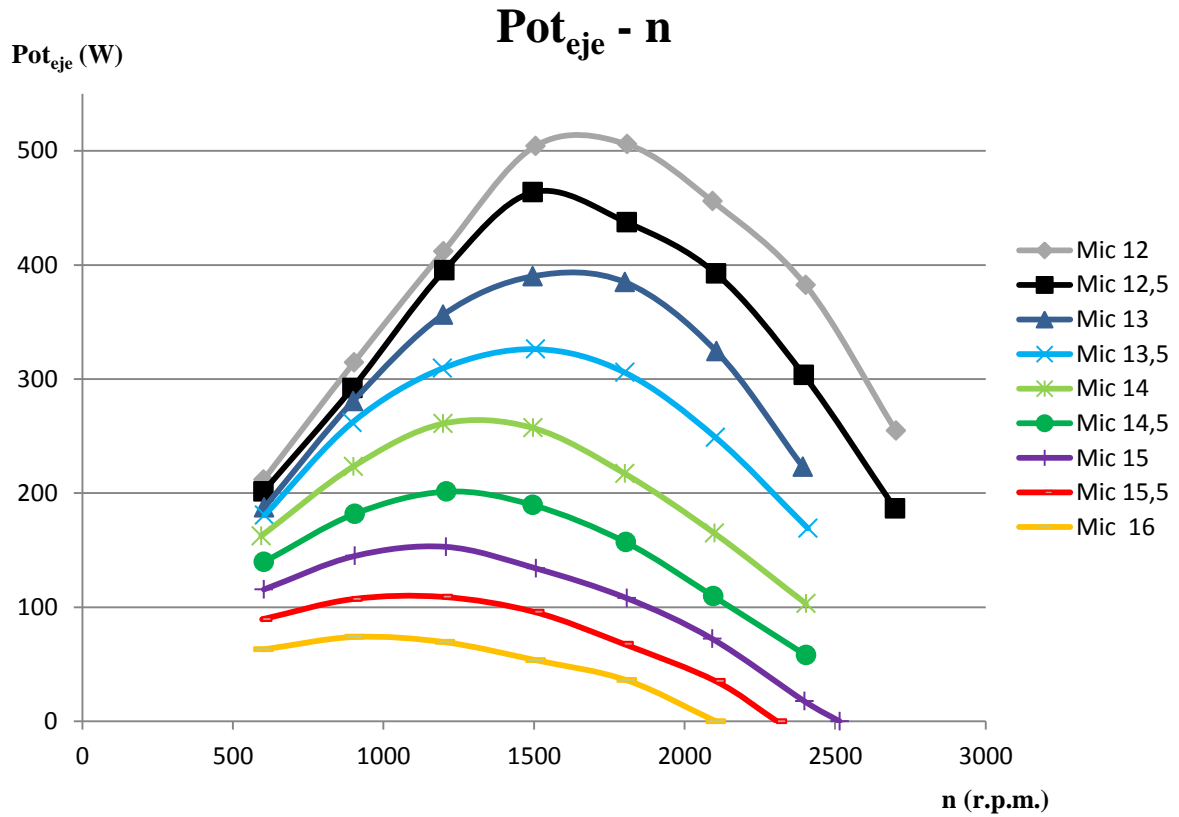


**Gráficas caudal (Q) – nº de revoluciones de la turbina (n)**

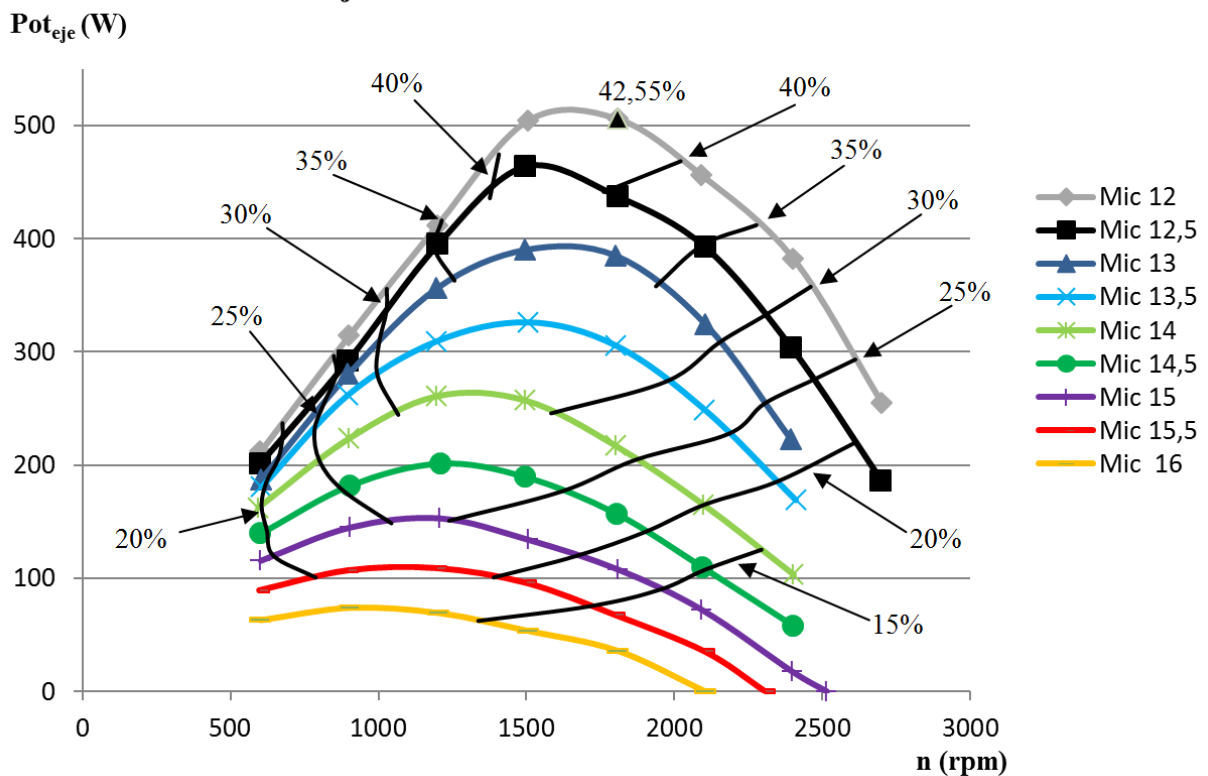




**Gráficas potencia en el eje ( $Pot_{eje}$ ) – nº de revoluciones de la turbina (n)**



**$Pot_{eje} - n$  (curvas de rendimientos)**



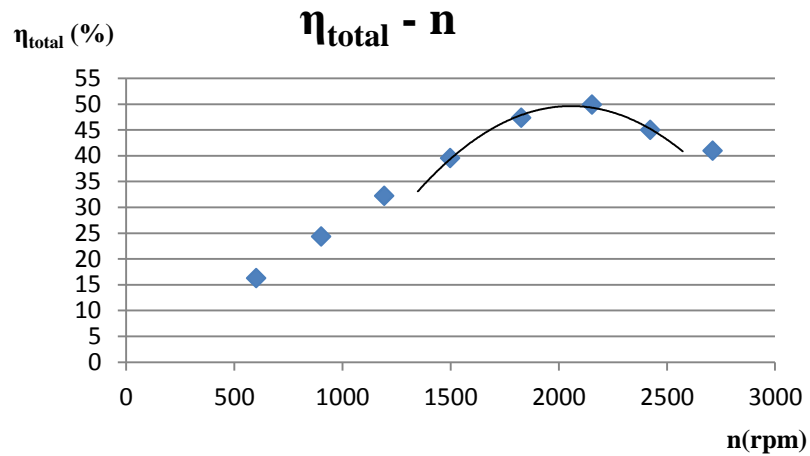




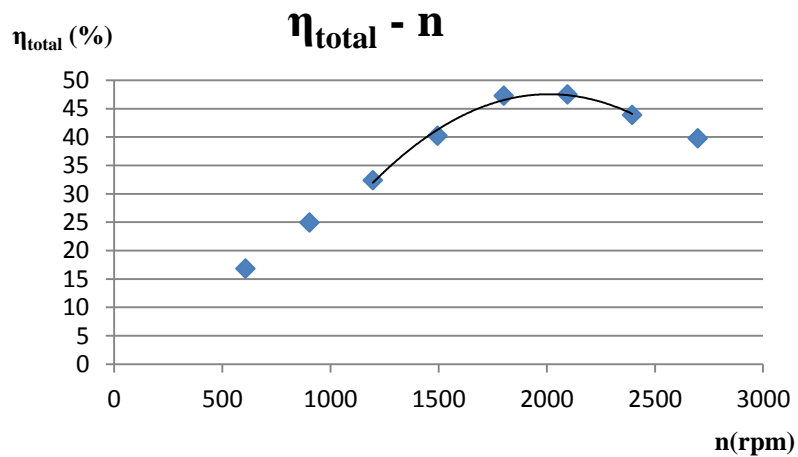
- **Álabes del rodete al 33,3 % apertura (placa 3)**

**Gráficas rendimiento total ( $\eta_{total}$ ) – n° de revoluciones de la turbina (n)**

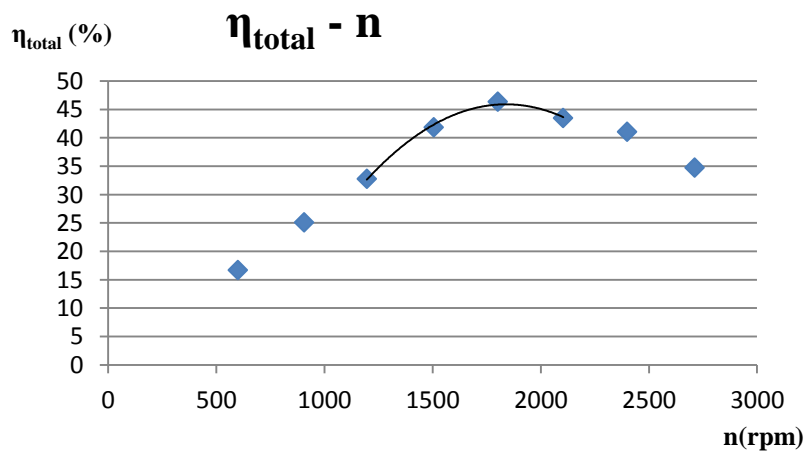
- Vuelta 11 mm (50% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 11,5 mm (55% de apertura del distribuidor)

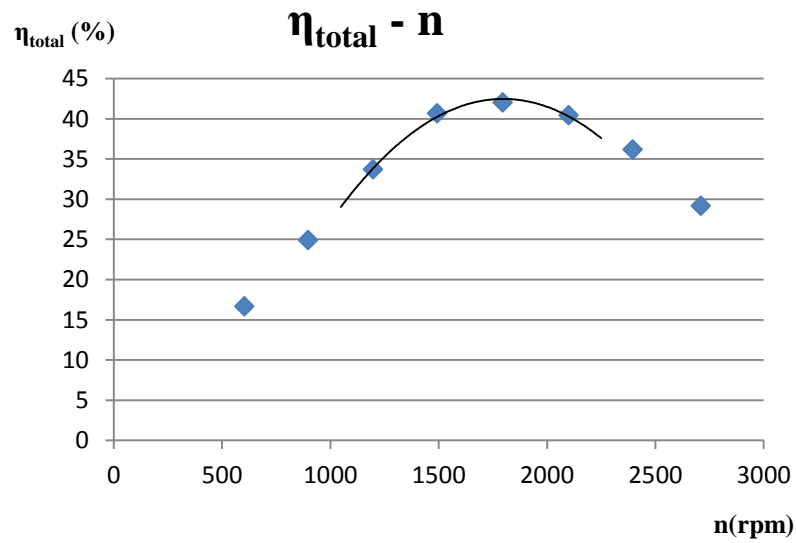


- Vuelta 12 mm (60% de apertura del distribuidor)

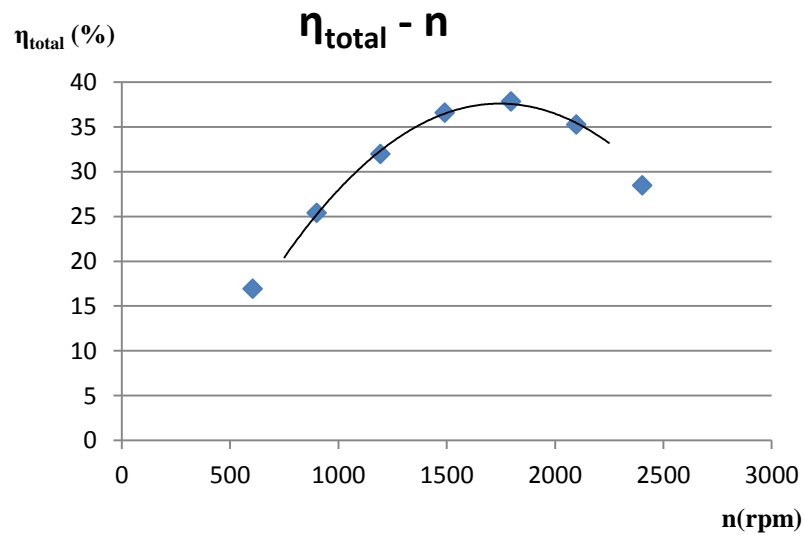




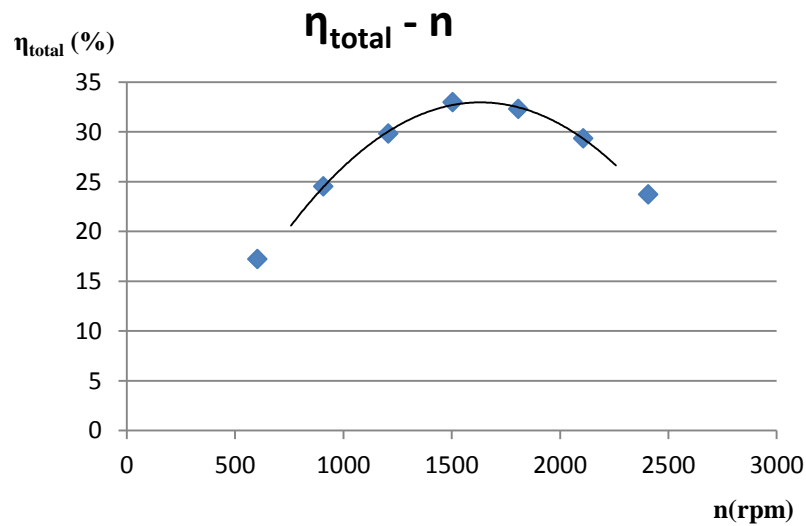
- Vuelta 12,5 mm (65% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 13 mm (70% de apertura del distribuidor)

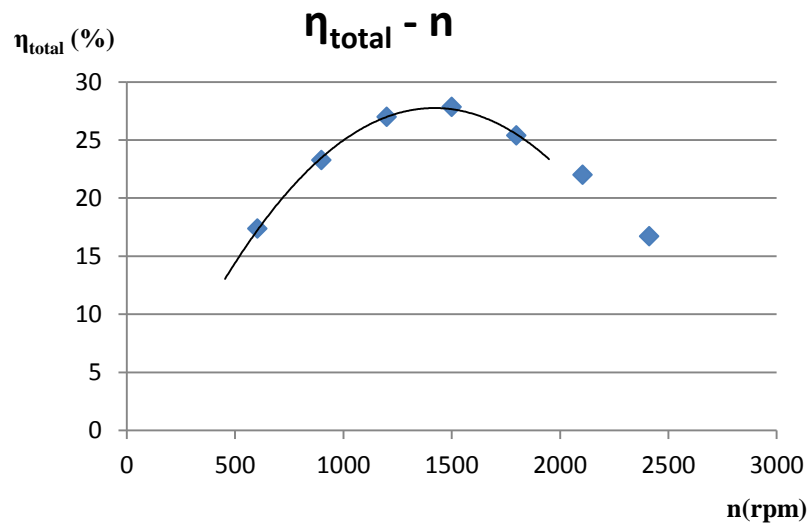


- Vuelta 13,5 mm (75% de apertura del distribuidor)

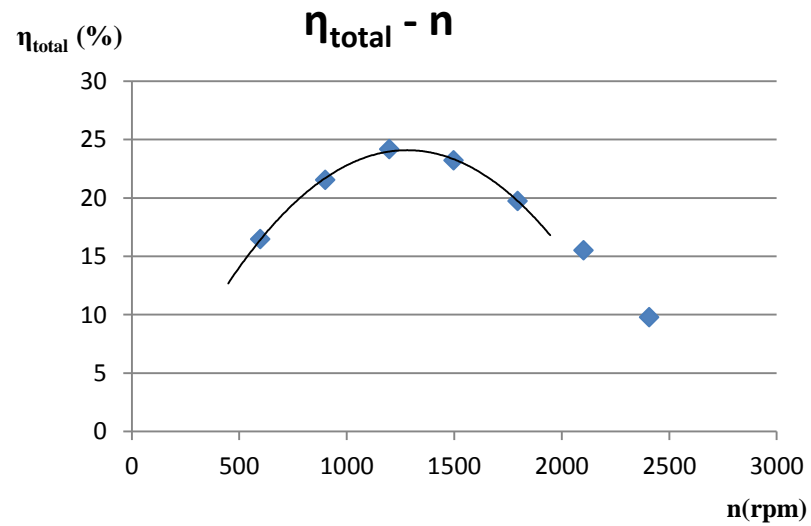




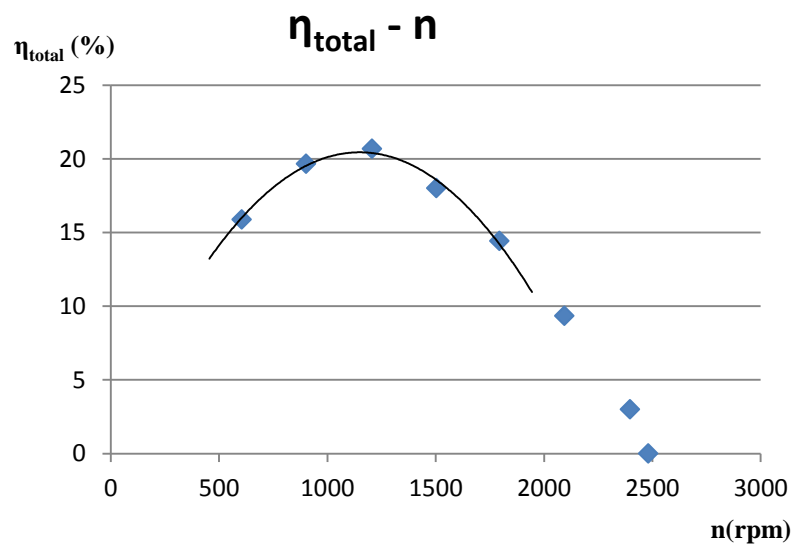
- Vuelta 14 mm (80% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 14,5 mm (85% de apertura del distribuidor)

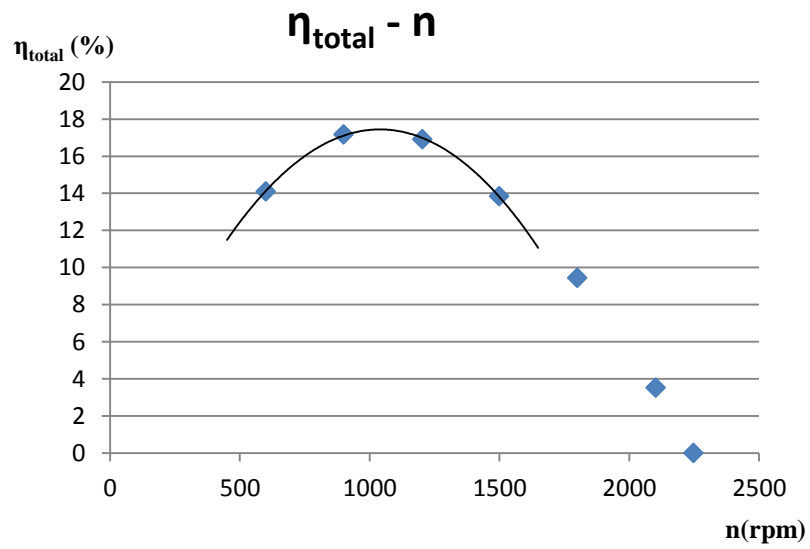


- Vuelta 15 mm (90% de apertura del distribuidor)

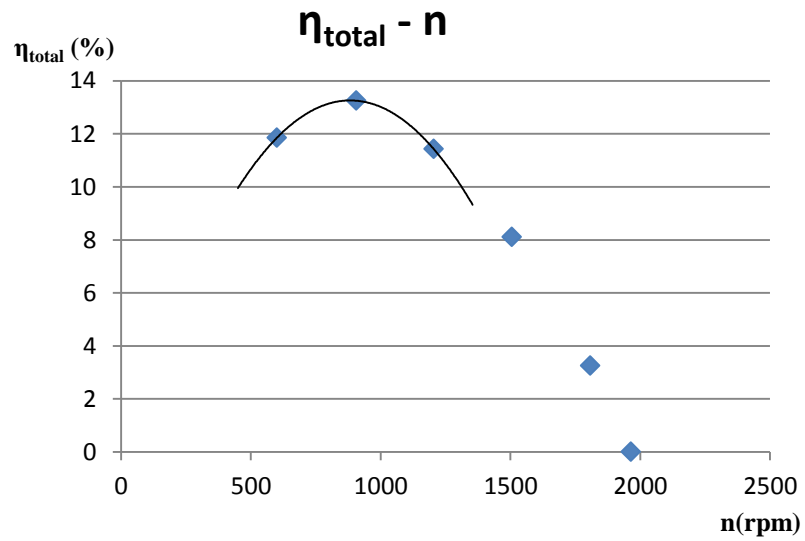




- Vuelta 15,5 mm (95% de apertura del distribuidor)



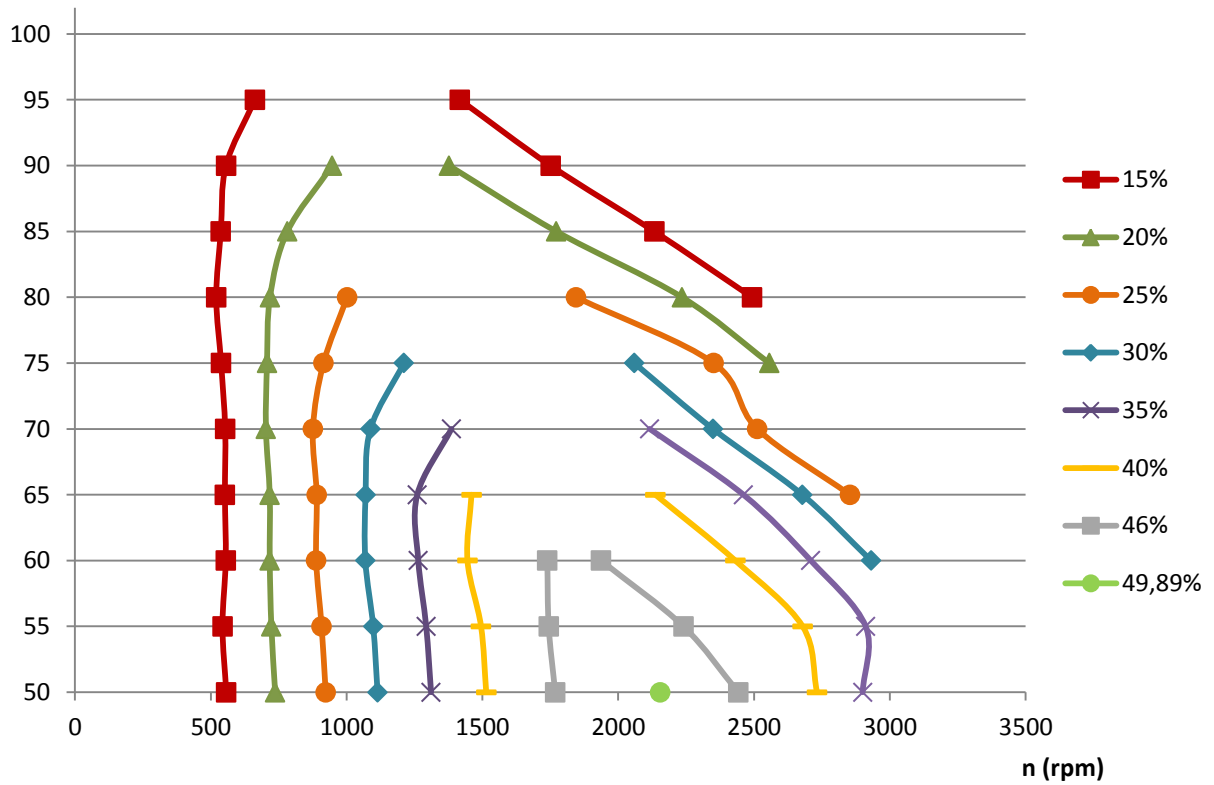
- Vuelta 16 mm (100% de apertura del distribuidor)





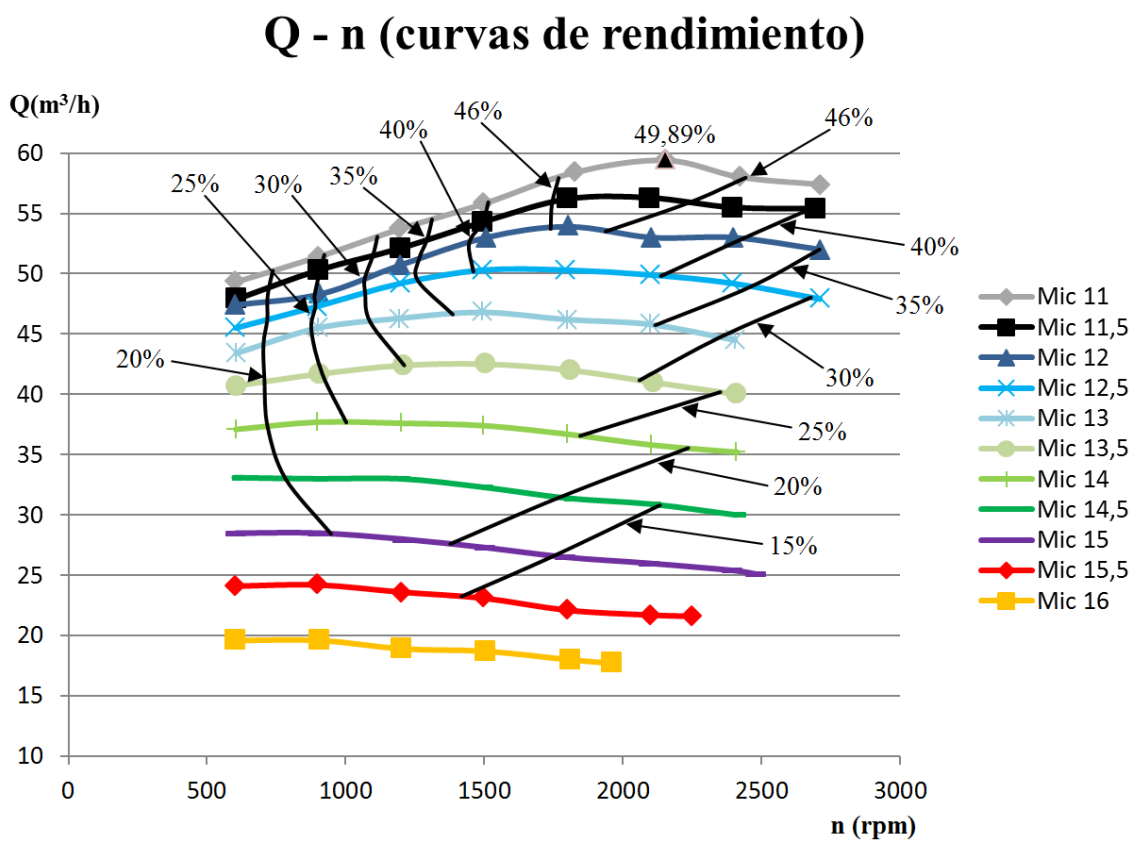
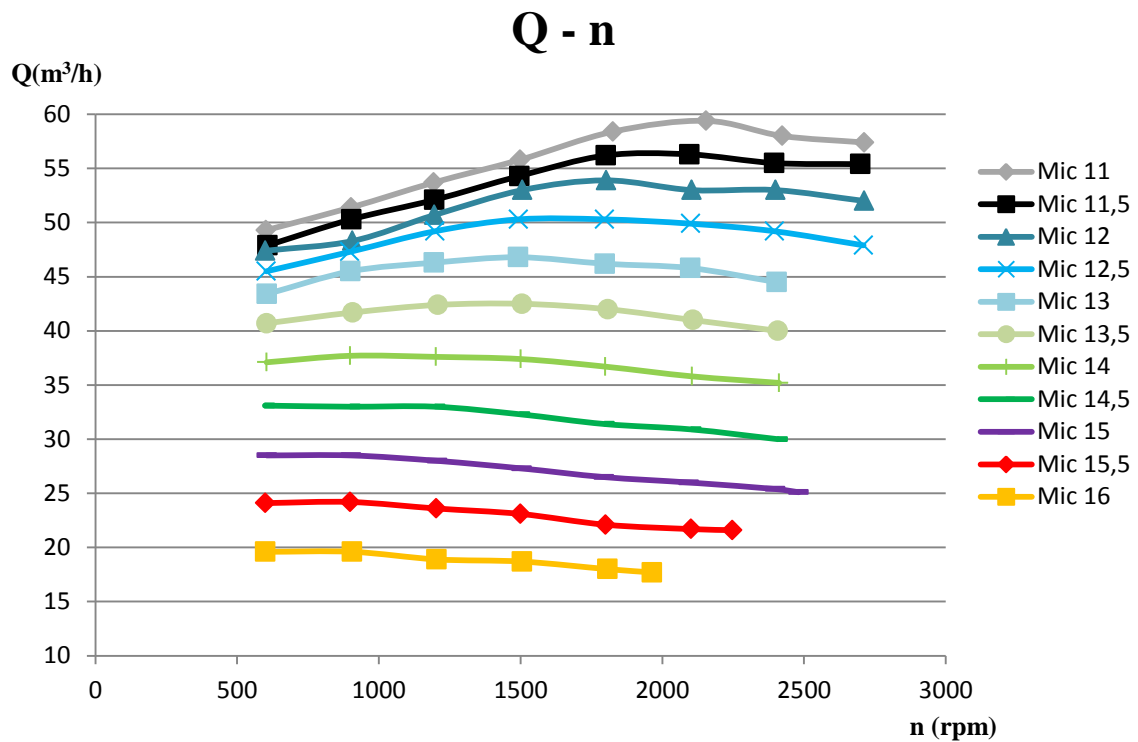
### Colina de rendimientos

% de apertura



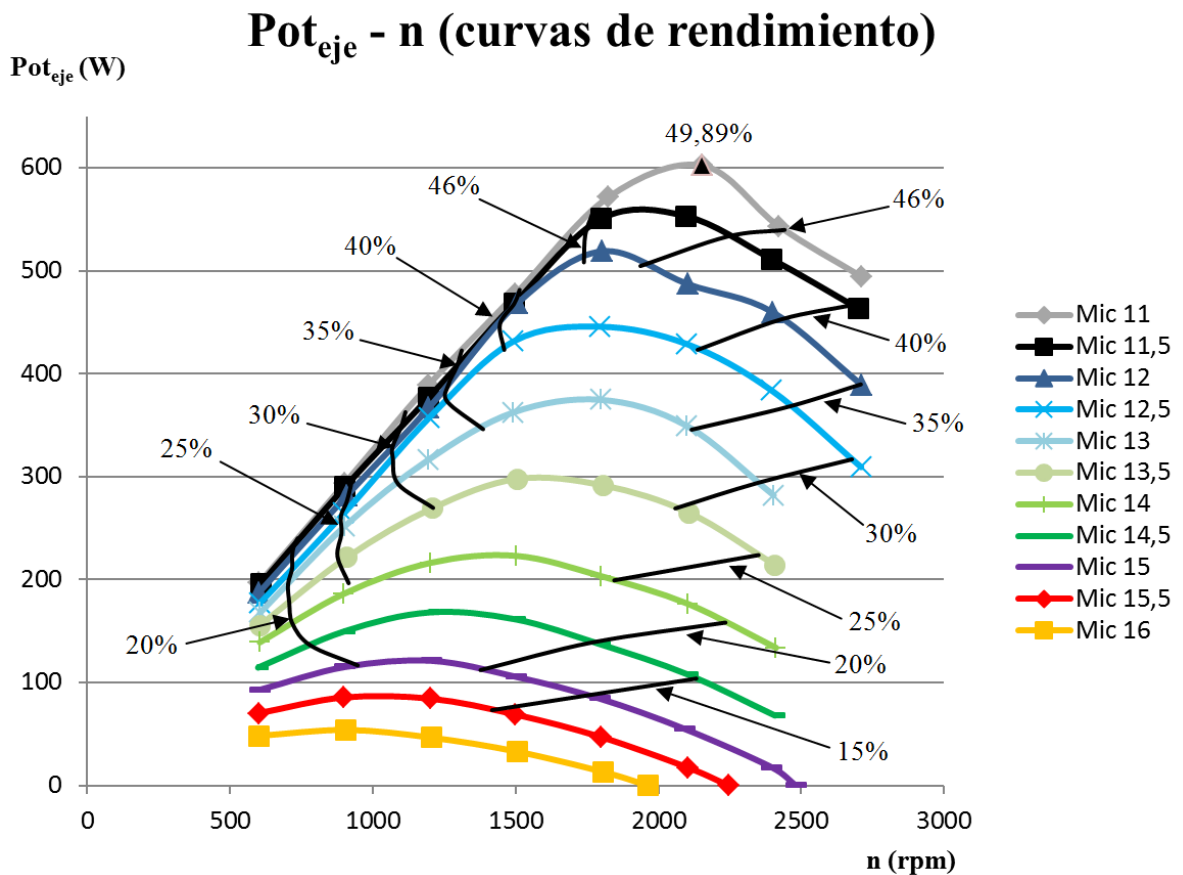
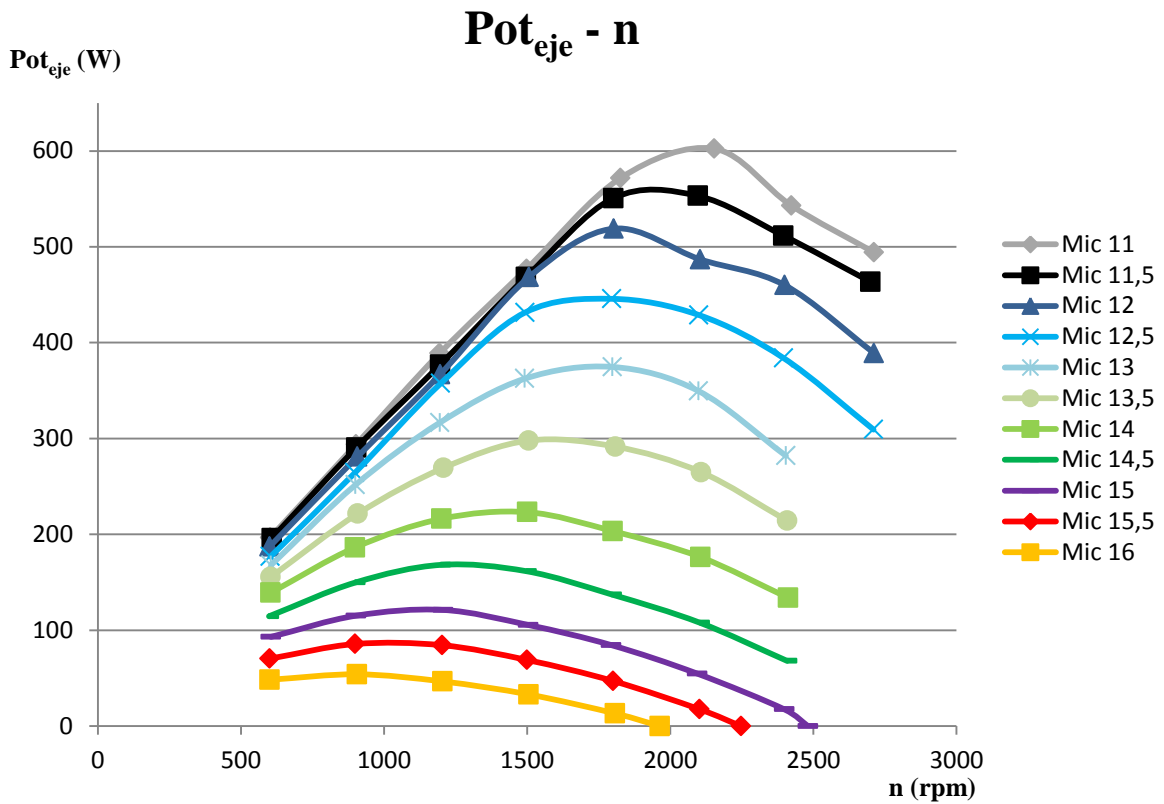


**Gráficas caudal (Q) – nº de revoluciones de la turbina (n)**





**Gráficas potencia en el eje ( $Pot_{eje}$ ) – nº de revoluciones de la turbina (n)**

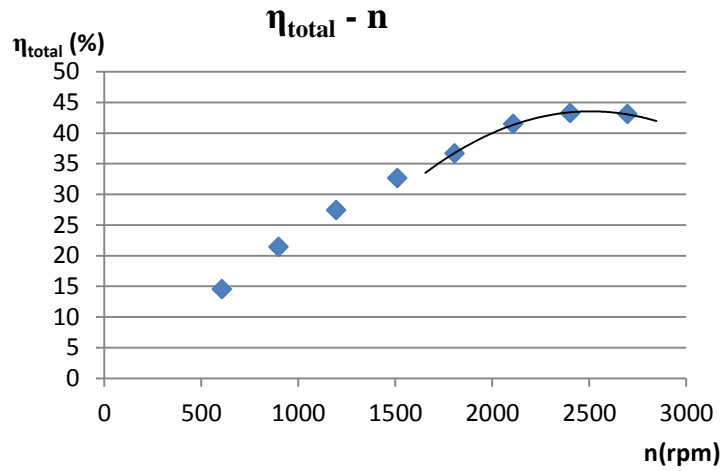




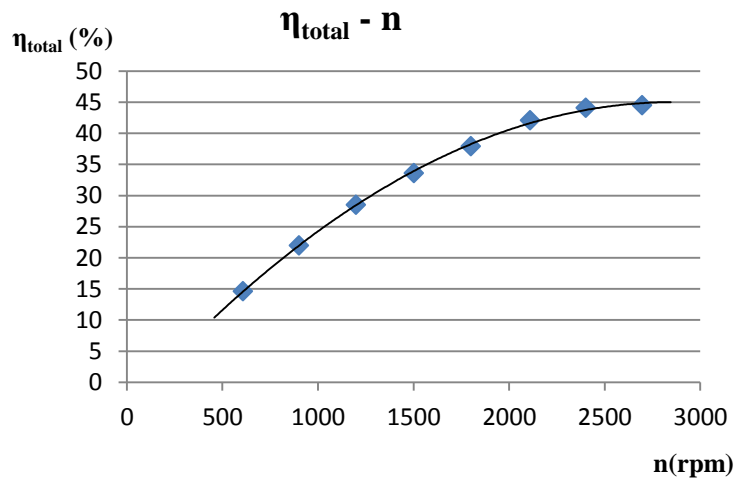
- **Álabes del rodete al 16,7 % apertura (placa 2)**

**Gráficas rendimiento total ( $\eta_{total}$ ) – n° de revoluciones de la turbina (n)**

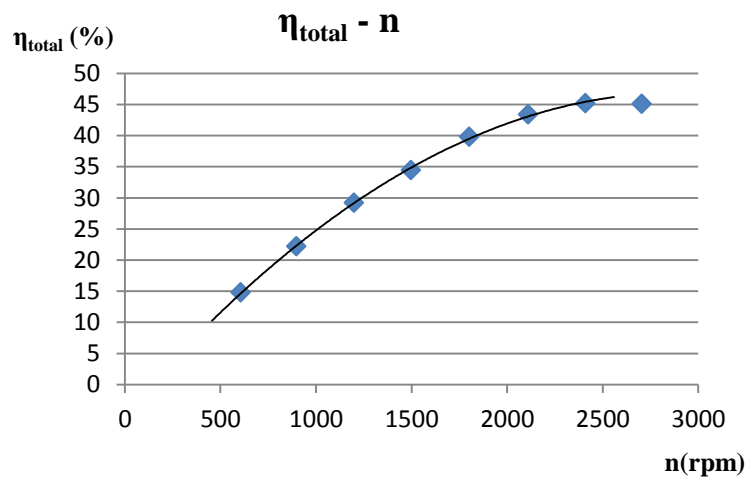
- Vuelta 7 mm (10% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 8 mm (20% de apertura del distribuidor)



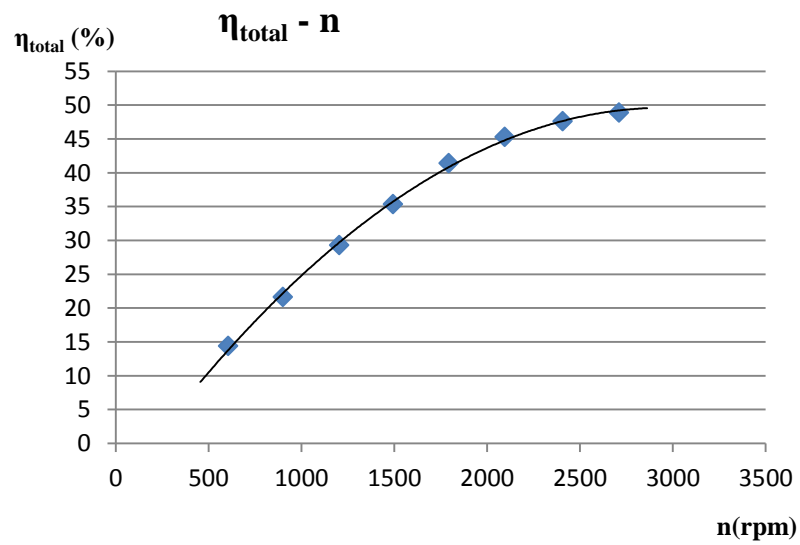
- Vuelta 9 mm (30% de apertura del distribuidor)



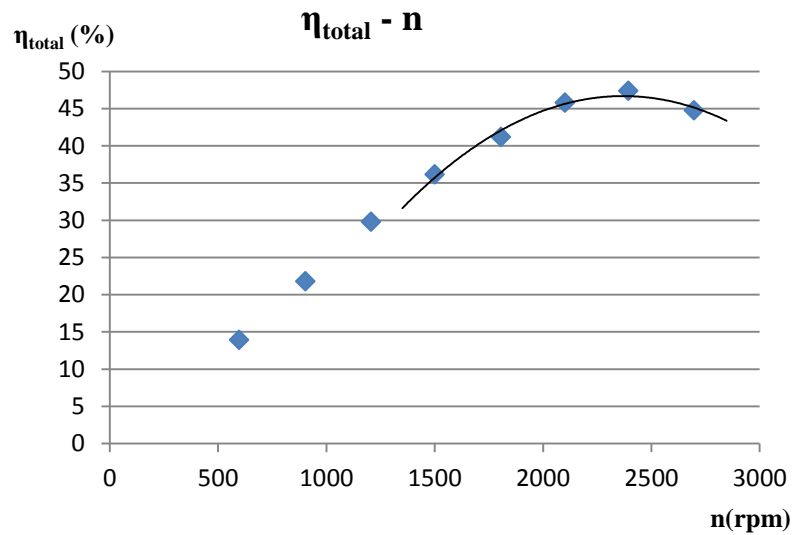




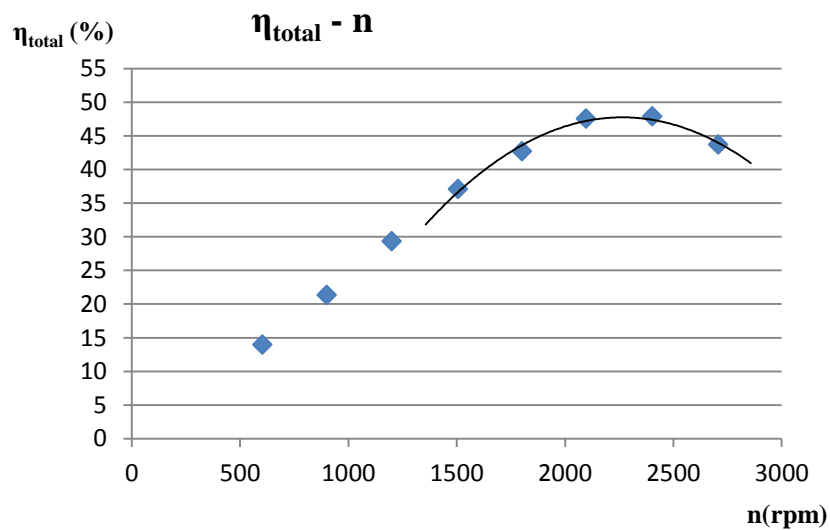
- Vuelta 10 mm (40% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 11 mm (50% de apertura del distribuidor)

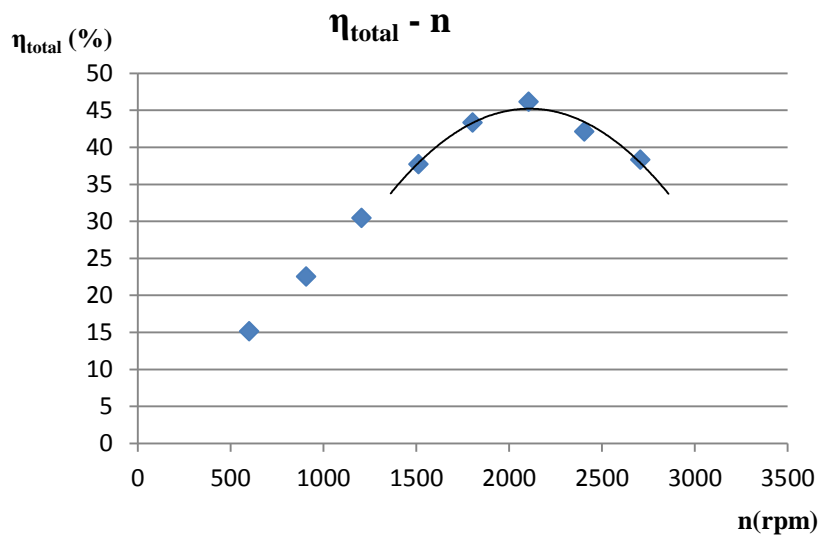


- Vuelta 11,5 mm (55% de apertura del distribuidor)

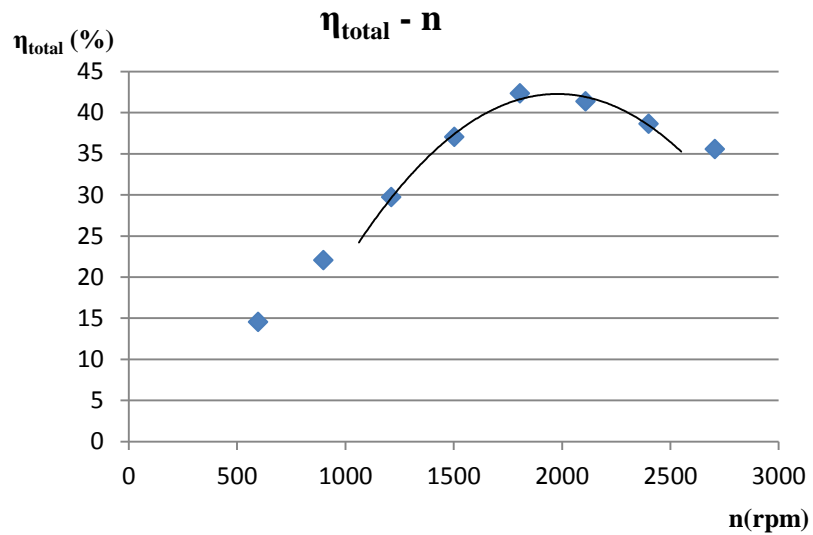




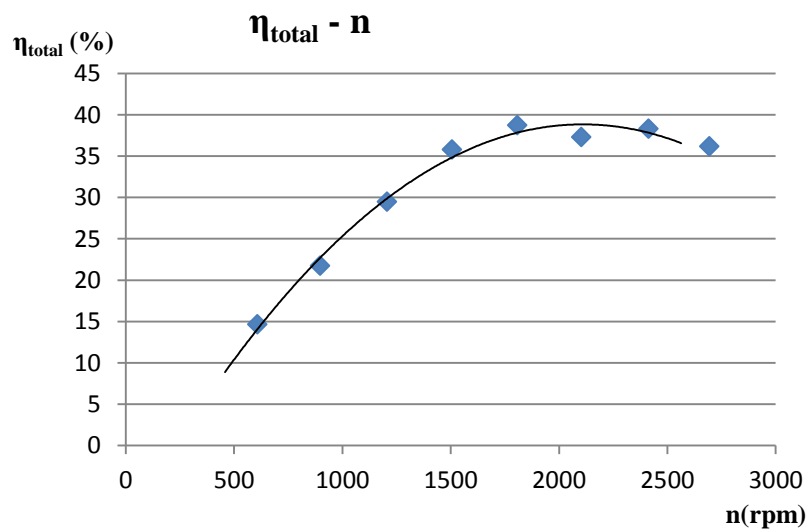
- Vuelta 12 mm (60% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 12,5 mm (65% de apertura del distribuidor)

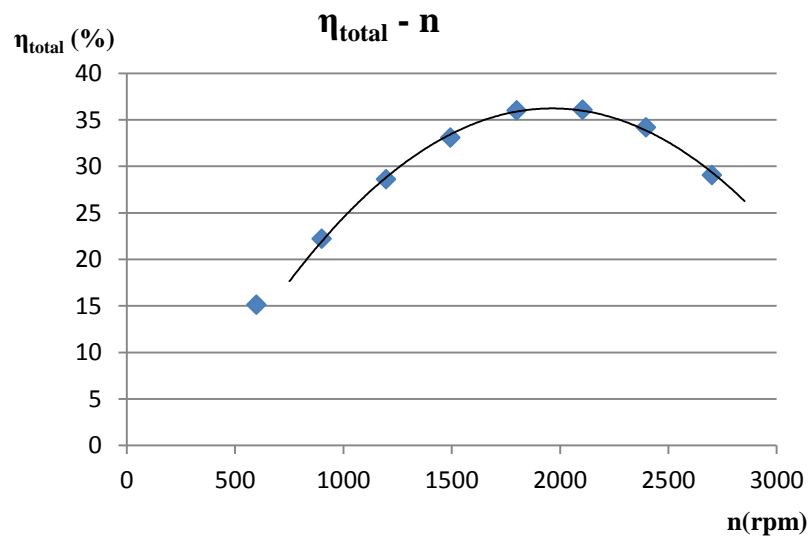


- Vuelta 13 mm (70% de apertura del distribuidor)

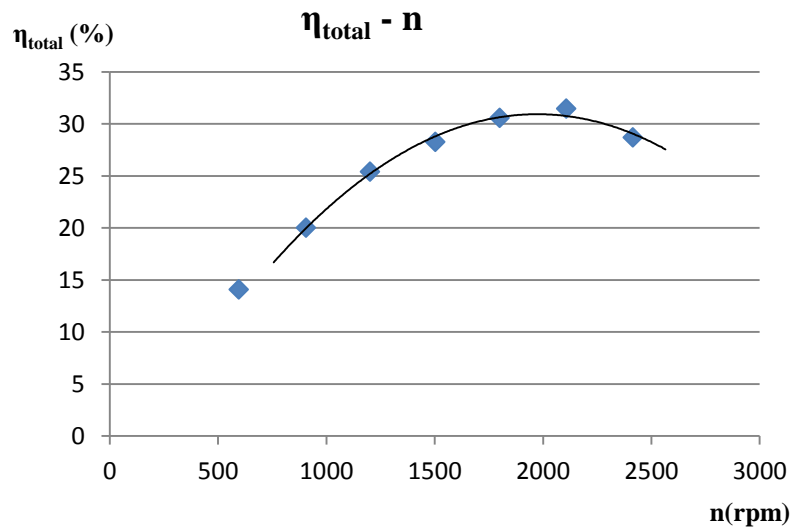




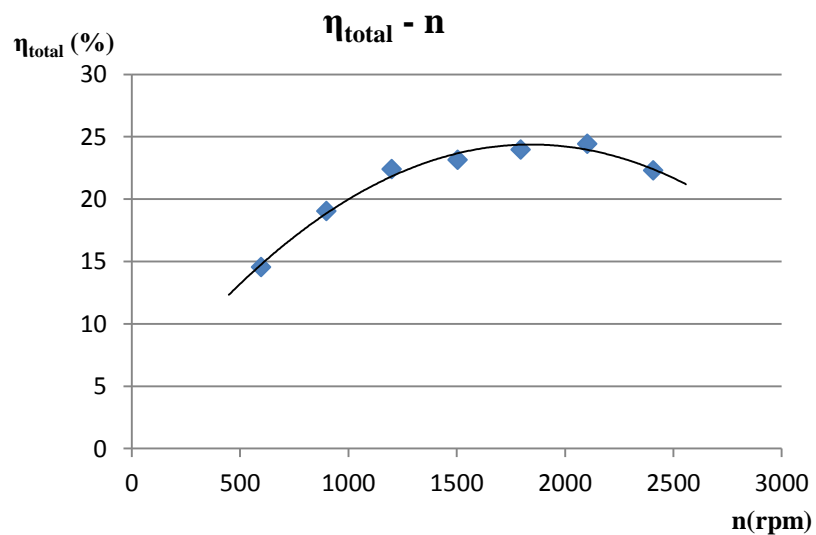
- Vuelta 13,5 mm (75% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 14 mm (80% de apertura del distribuidor)

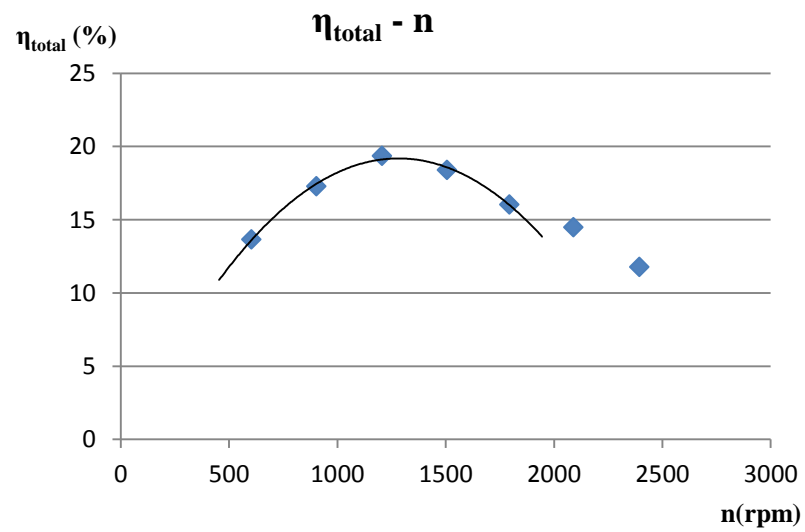


- Vuelta 14,5 mm (85% de apertura del distribuidor)

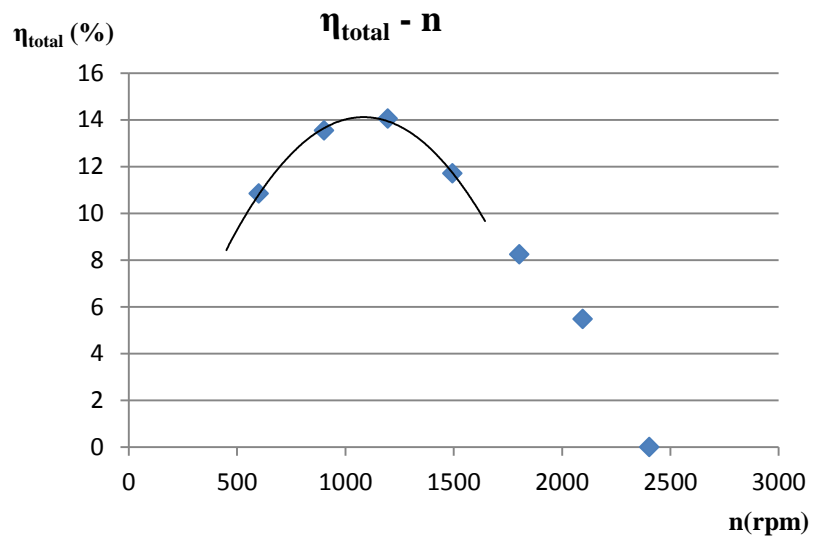




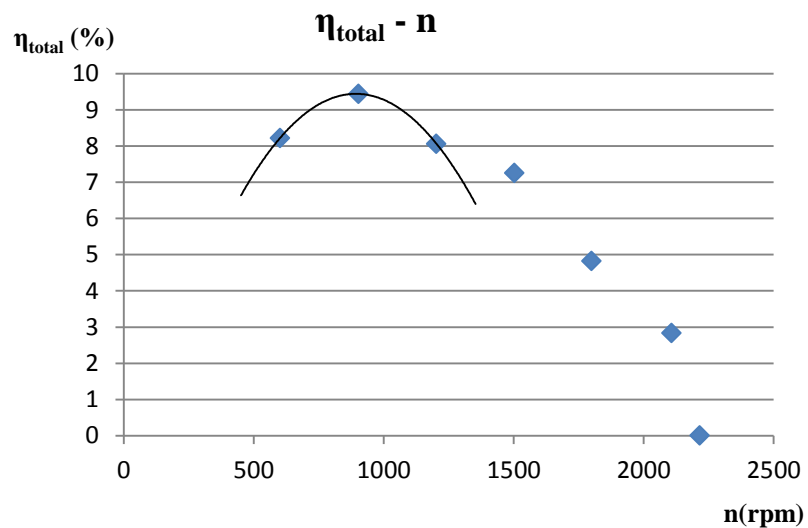
- Vuelta 15 mm (90% de apertura del distribuidor)



- Vuelta 15,5 mm (95% de apertura del distribuidor)



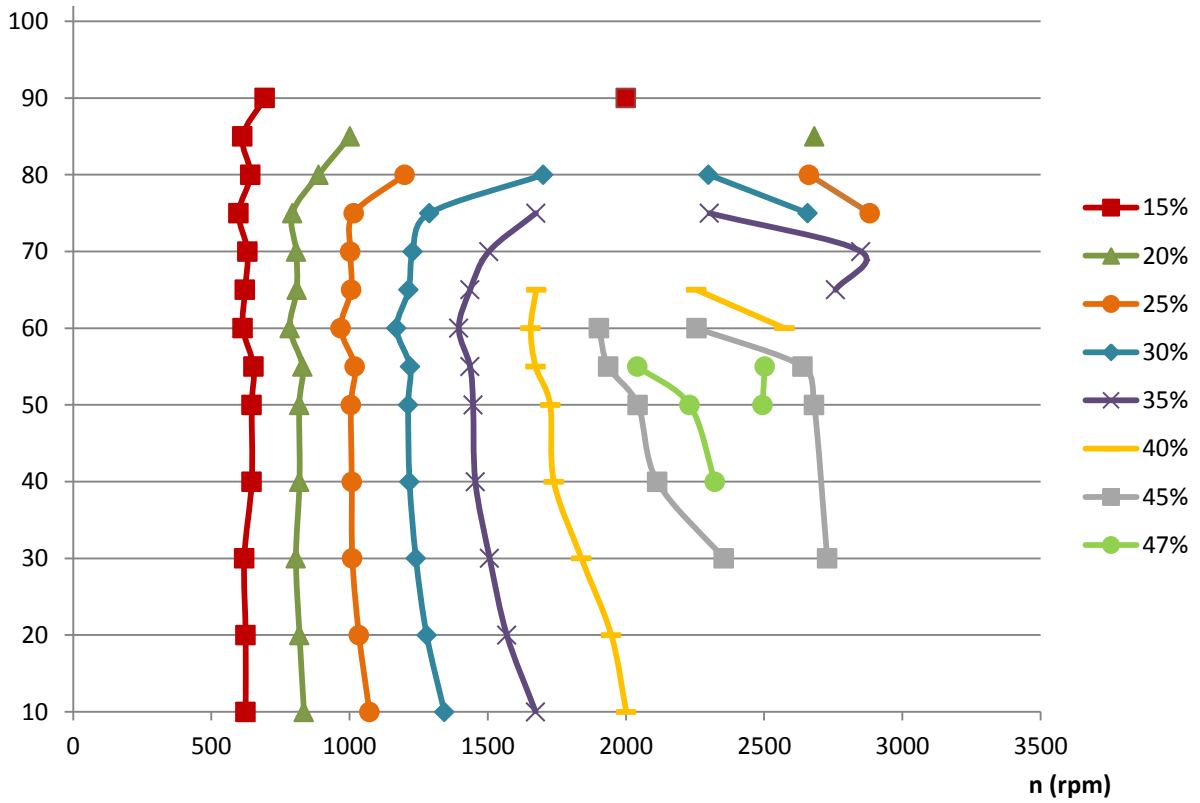
- Vuelta 16 mm (100% de apertura del distribuidor)





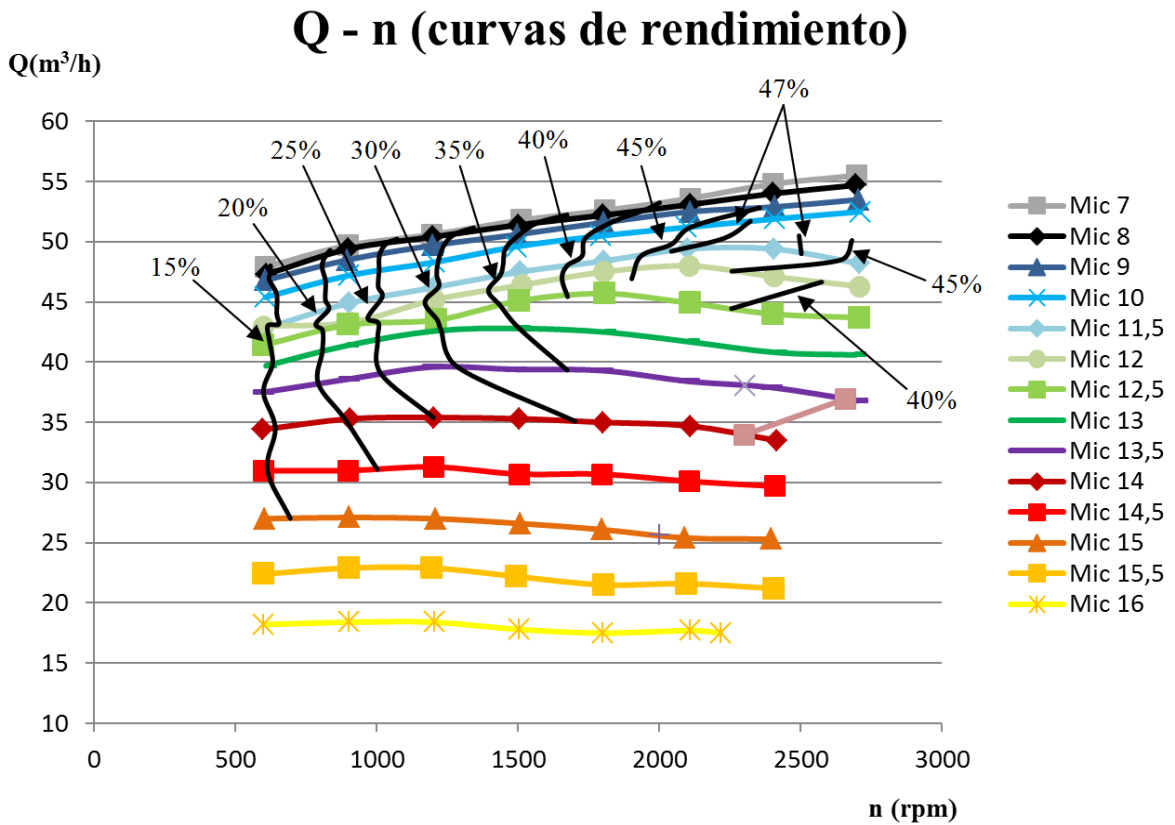
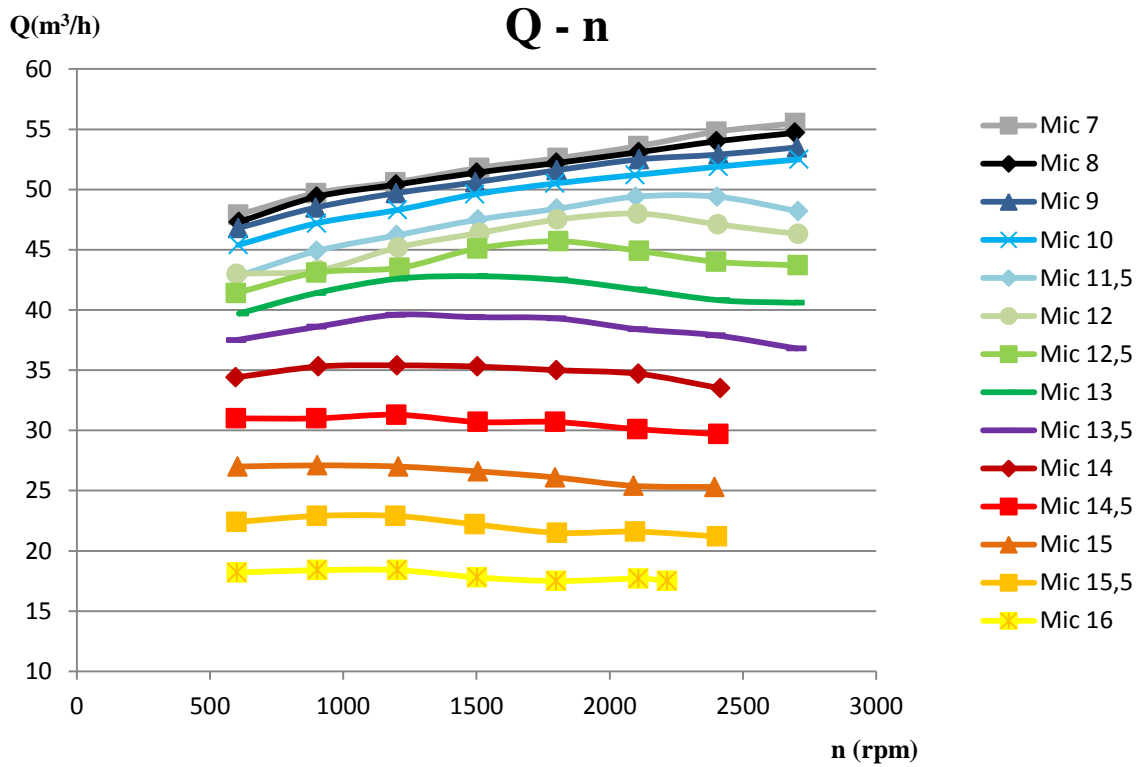
### Colina de rendimientos

% de apertura



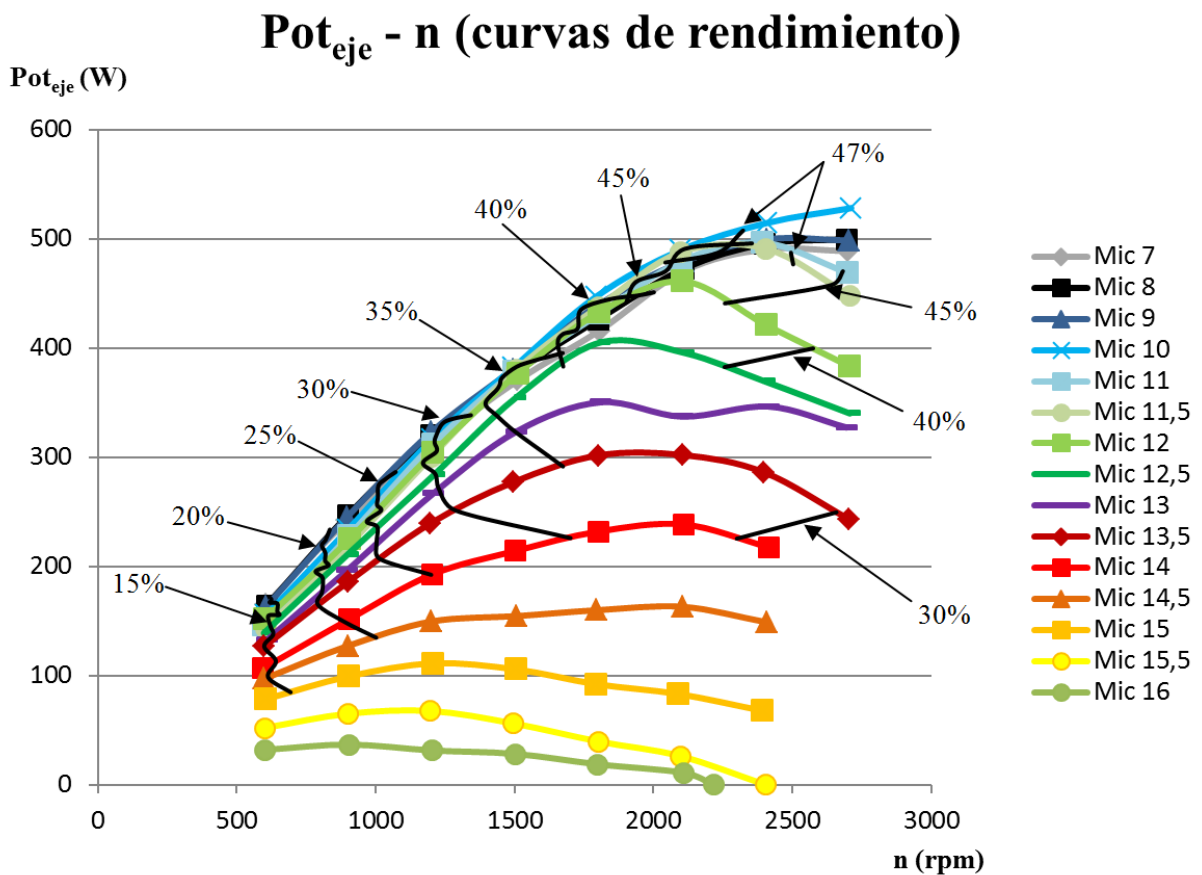
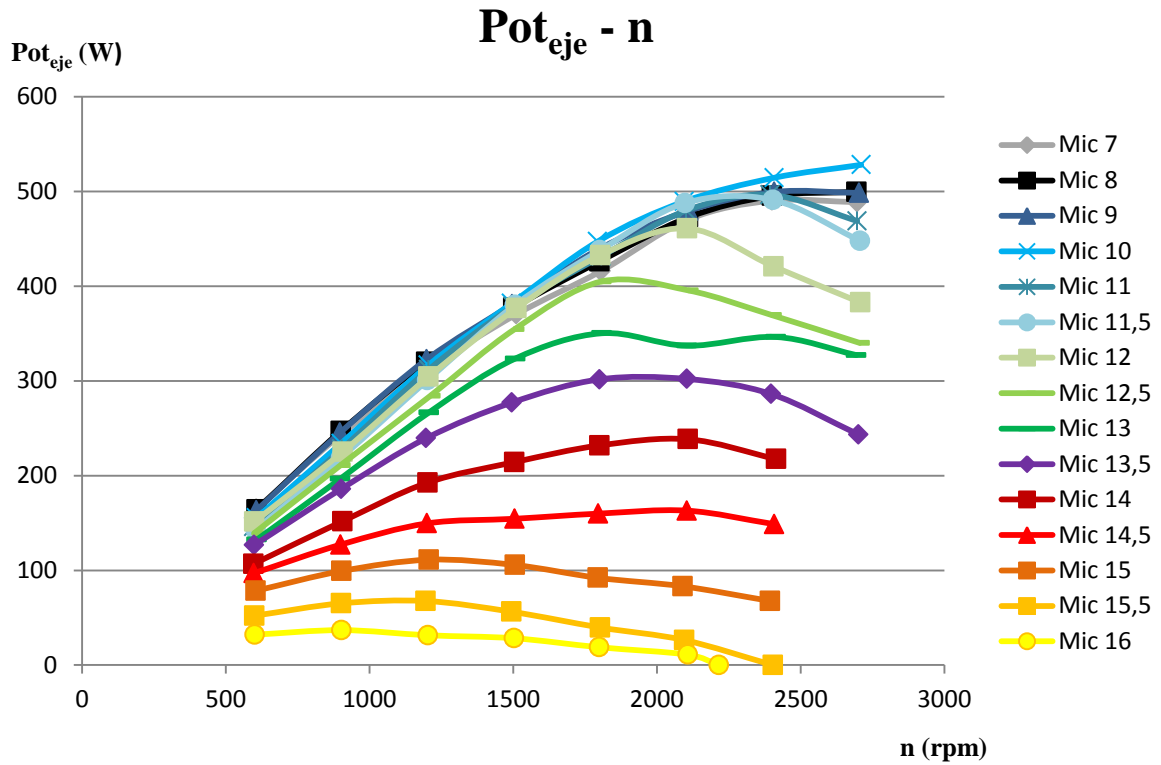


**Gráficas caudal (Q) – nº de revoluciones de la turbina (n)**





**Gráficas potencia en el eje ( $Pot_{eje}$ ) – nº de revoluciones de la turbina (n)**





## Cálculo del número específico de revoluciones y de la velocidad específica adimensional

De la colina de rendimientos, intentaremos apreciar dónde está el rendimiento máximo, para qué “caudal” o porcentaje de apertura del distribuidor y para qué velocidad ( $n$ ). Sería como las coordenadas de la cima de la montaña. Ese punto de máximo rendimiento lo tomaremos como el **punto de diseño** de la turbina.

Con las características del punto de diseño calculamos la “**velocidad específica**”, en función de la potencia ( $n_s$ ;  $n^\circ$  de Kammerer), y la velocidad específica adimensional ( $\omega_s$ ).

$n_s = \frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}(\text{CV ó kW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}}$ <p style="text-align: right; margin-right: 20px;">} punto de diseño, <math>\eta</math> máx</p>	<p>(hay que especificar si la potencia se ha expresado en CV ó en kW)</p>
---	---

$\omega_s = \frac{\omega \text{ (rad/s)} \cdot \sqrt{\frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{\rho}}}{(g \cdot H_{\text{neta}})^{\frac{5}{4}}}$ <p style="text-align: right; margin-right: 20px;">} punto de diseño, <math>\eta</math> máx</p>
--

**El trabajo presentado ha de ser personal de cada alumno.**

### Resultados obtenidos

- **Álabes del rodete al 83,3 % de apertura (placa 6)**

Punto de diseño:

- |  |   |   |
|--|---|---|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>- <math>n = 1503</math> rpm</li> <li>- % de apertura del distribuidor = 65%</li> <li>- <math>H_{\text{neta}} = 8</math> m</li> <li>- <math>\eta_{\text{máx}} = 40\%</math></li> </ul> | } | $\text{Pot}_{\text{eje}} = 473,76 \text{ W} = 0,645 \text{ CV}$ |
|--|---|---|

$$n_s = \frac{1503 \text{ rpm} \cdot \sqrt{0,645 \text{ CV}}}{8^{\frac{5}{4}} \text{ m}} = 89,72$$

$$\omega_s = \frac{1503 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \sqrt{\frac{0,645}{1000}}}{(9,8 \cdot 8)^{\frac{5}{4}}} = 0,017$$





• **Álabes del rodete al 66,7 % de apertura (placa 5)**

Punto de diseño:

- $n = 1552$  rpm
  - % de apertura del distribuidor = 60%
  - $H_{\text{neta}} = 8$  m
  - $\eta_{\text{máx}} = 44,28\%$
- }  $\text{Pot}_{\text{eje}} = 549,33 \text{ W} = 0,747 \text{ CV}$

$$n_s = \frac{1552 \text{ rpm} \cdot \sqrt{0,747 \text{ CV}}}{8^{\frac{5}{4}} \text{ m}} = 99,7$$

$$\omega_s = \frac{1552 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \sqrt{\frac{0,747}{1000}}}{(9,8 \cdot 8)^{\frac{5}{4}}} = 0,019$$

• **Álabes del rodete al 50 % de apertura (placa 4)**

Punto de diseño:

- $n = 1809$  rpm
  - % de apertura del distribuidor = 60%
  - $H_{\text{neta}} = 8$  m
  - $\eta_{\text{máx}} = 42,55\%$
- }  $\text{Pot}_{\text{eje}} = 505,8 \text{ W} = 0,688 \text{ CV}$

$$n_s = \frac{1809 \text{ rpm} \cdot \sqrt{0,688 \text{ CV}}}{8^{\frac{5}{4}} \text{ m}} = 111,52$$

$$\omega_s = \frac{1809 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \sqrt{\frac{0,688}{1000}}}{(9,8 \cdot 8)^{\frac{5}{4}}} = 0,021$$

• **Álabes del rodete al 33,3 % de apertura (placa 3)**

Punto de diseño:

- $n = 2154$  rpm
  - % de apertura del distribuidor = 50%
  - $H_{\text{neta}} = 8$  m
  - $\eta_{\text{máx}} = 49,89\%$
- }  $\text{Pot}_{\text{eje}} = 602,26 \text{ W} = 0,82 \text{ CV}$

$$n_s = \frac{2154 \text{ rpm} \cdot \sqrt{0,82 \text{ CV}}}{8^{\frac{5}{4}} \text{ m}} = 144,97$$

$$\omega_s = \frac{2154 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \sqrt{\frac{0,82}{1000}}}{(9,8 \cdot 8)^{\frac{5}{4}}} = 0,028$$



### • Álabes del rodete al 16,7 % de apertura (placa 2)

Punto de diseño:

- $n = 2400$  rpm
  - % de apertura del distribuidor = 55%
  - $H_{\text{neta}} = 8$  m
  - $\eta_{\text{máx}} = 47\%$
- }  $\text{Pot}_{\text{eje}} = 496,38 \text{ W} = 0,675 \text{ CV}$

$$n_s = \frac{2400 \text{ rpm} \cdot \sqrt{0,675 \text{ CV}}}{\frac{5}{8^4} \text{ m}} = 146,55$$

$$\omega_s = \frac{2400 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \sqrt{\frac{0,675}{1000}}}{(9,8 \cdot 8)^{\frac{5}{4}}} = 0,027$$

## Conclusiones

- A la vista de los resultados obtenidos, como se observa en la colina de rendimientos, se ha llegado a la conclusión de que el punto de diseño, para un salto de agua de 8 metros, es el correspondiente a una velocidad de rotación de la turbina de 2154 rpm, con una apertura de los álabes del rodete del 33,3%, que se consigue colocando la placa nº 3 y con una apertura del distribuidor del 50%, correspondiente a colocar el micrómetro en la posición 11 mm. Con estas condiciones se consigue una potencia en el eje de 602,26 W (0,82 CV) y una velocidad específica de 145, insuficiente para la colocación de una turbina Kaplan ( $n_s$  entre 200 - 900). Lo más recomendable sería utilizar una turbina Francis. Por otra parte el rendimiento máximo, que se da en el punto de diseño, roza el 50 %. Este valor es inferior al que se suele obtener en este tipo de turbinas ( $\approx 90\%$ ), debido a las reducidas dimensiones del equipo, lo que hace que aumenten las pérdidas.
- En la colina de rendimientos correspondiente al punto de diseño, se aprecia cómo al ir abriendo el distribuidor, el rendimiento máximo para cada una de sus posiciones se va desplazando desde 2154 rpm hasta 1100 rpm, aproximadamente.
- Además, tanto en las colinas de rendimientos como en las gráficas  $\eta_{\text{total}} - n$ , se aprecia que para cada posición del distribuidor el rendimiento crece conforme se aumentan las revoluciones de la turbina, llega a un máximo y luego decrece, llegando hasta cero cuando la turbina está embalada. El punto de embalamiento se produce a unas revoluciones cada vez menores, al ir abriendo el distribuidor.
- Del mismo modo, las curvas  $Q - n$  muestran, conforme aumentamos el número de revoluciones, un incremento del caudal hasta un máximo y un posterior decrecimiento de forma suave. El crecimiento no es visible para caudales menores de  $35 \text{ m}^3/\text{h}$ , ya que se encuentra por debajo de las revoluciones mínimas tomadas. También tenemos el caso contrario, en el que en algunas curvas no se ve el decrecimiento. Esto sucede porque no se han alcanzado las revoluciones necesarias para que el caudal disminuya. También podemos señalar que el máximo rendimiento para cada posición del distribuidor se da en las cercanías del máximo caudal de cada posición.
- Por otra parte, las curvas  $\text{Pot}_{\text{eje}} - n$  muestran, conforme aumentamos el número de revoluciones, un aumento de la potencia hasta un máximo y una disminución posterior.



También podemos señalar que el máximo rendimiento para cada posición del distribuidor se da en las cercanías de la máxima potencia de cada posición.

Además, conforme se va abriendo el distribuidor, la potencia máxima para cada una de sus posiciones tiende a obtenerse para un régimen de revoluciones mayor.

- Por último, el cambio del mecanismo de regulación de los álabes del rodete ha supuesto un gran avance. La utilización de un conjunto de placas y la eliminación del anillo de regulación y de algunos componentes internos ha mejorado considerablemente la calidad de la utilización de la turbina, ya que se ha eliminado tanto el calentamiento como la vibración. De esta forma hemos pasado de tener un rendimiento máximo del 35% a uno cercano al 50%. Además se han obtenido resultados más exactos, sobre todo en lo referente al par de freno. No obstante, se ha disminuido la maniobrabilidad, ya que ahora no es posible variar la apertura de los álabes del rodete con la turbina en funcionamiento y la orientación de éstos está limitada a siete posiciones.

# PRÁCTICA 9

## Calibración de un manómetro





## OBJETIVOS

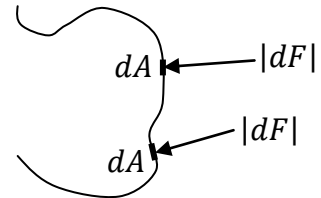
- Comprender el funcionamiento de un manómetro.
- Calibrar un manómetro a través de una balanza hidráulica de pesas muertas y comprender los factores que afectan a este proceso.

## FUNDAMENTOS TEÓRICOS

### Definición de Presión

La presión es una magnitud física escalar que mide la fuerza ejercida por unidad de superficie de forma perpendicular a la misma y se expresa en Pascales (N/m<sup>2</sup>) en el Sistema Internacional. Esta definición se muestra en la ecuación (1) y es aplicable para la presión en sólidos (esfuerzo), líquidos (presión hidráulica) y gases (presión neumática).

$$P = \frac{|dF|_{\text{normal}}}{dA} \quad (1)$$

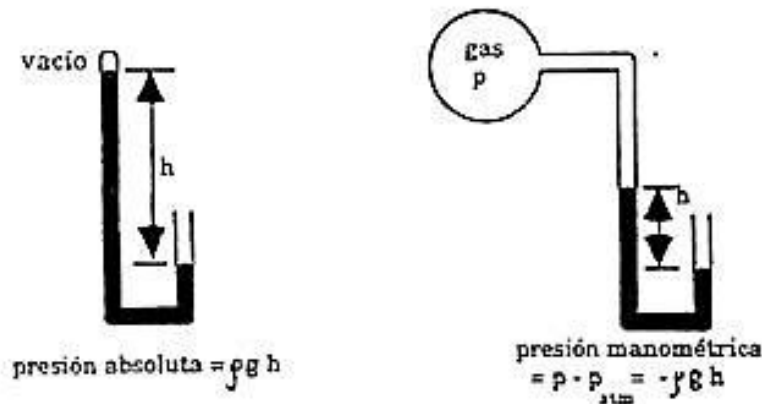


Para el caso de una columna vertical de fluido líquido o gas, se aplica la definición expresada en la ecuación (2). Esta ecuación es la que rige a los manómetros de columna de líquido.

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \rho \cdot g \cdot h \quad (2)$$

### Medida de la presión

Para la medida de la presión se utilizan los barómetros y los manómetros. Los barómetros miden presión absoluta, respecto al vacío, por lo que son utilizados para medir la presión atmosférica. Por otra parte, los manómetros miden una presión relativa, diferencial o presión manométrica, generalmente una sobrepresión o una depresión (vacuómetro), respecto de la presión atmosférica.



## Funcionamiento de un manómetro

Un manómetro es un dispositivo que mide la presión de un fluido. Éstos pueden ser de dos clases:

1. Los que equilibran la presión desconocida con otra que se conoce. A este tipo pertenece el manómetro de vidrio en U, en el que la presión se determina midiendo la diferencia en el nivel del líquido de las dos ramas.
2. Los que la presión desconocida actúa sobre un material elástico que produce el movimiento utilizado para poder medir la presión. A este tipo de manómetro pertenece el manómetro de tubo de Bourdon, el de pistón, el de diafragma, etc.

### Manómetro de Bourdon

La mayoría de los indicadores de presión en uso tiene un tubo Bourdon como elemento de medición. El manómetro se llama así por su inventor, *Eugene Bourdon*, un ingeniero francés. El tubo de Bourdon es un dispositivo que transforma la presión en un desplazamiento. Puesto que el desplazamiento del tubo de Bourdon es función de la presión aplicada, ésta puede ser amplificada e indicada mecánicamente por una aguja en un dial. Así, la posición del indicador muestra indirectamente la presión.

Este manómetro consiste en una carátula o dial calibrado en unidades psi, kPa, bar, etc. y una aguja indicadora conectada a través de una articulación a un tubo curvado de metal flexible llamado tubo de Bourdon. El tubo de Bourdon se encuentra conectado a la presión del sistema. Conforme esta presión aumenta, el tubo de Bourdon tiende a enderezarse debido a la diferencia de áreas entre sus diámetros interior y exterior. Esta acción ocasiona que la aguja se mueva e indique la presión correspondiente en la carátula.

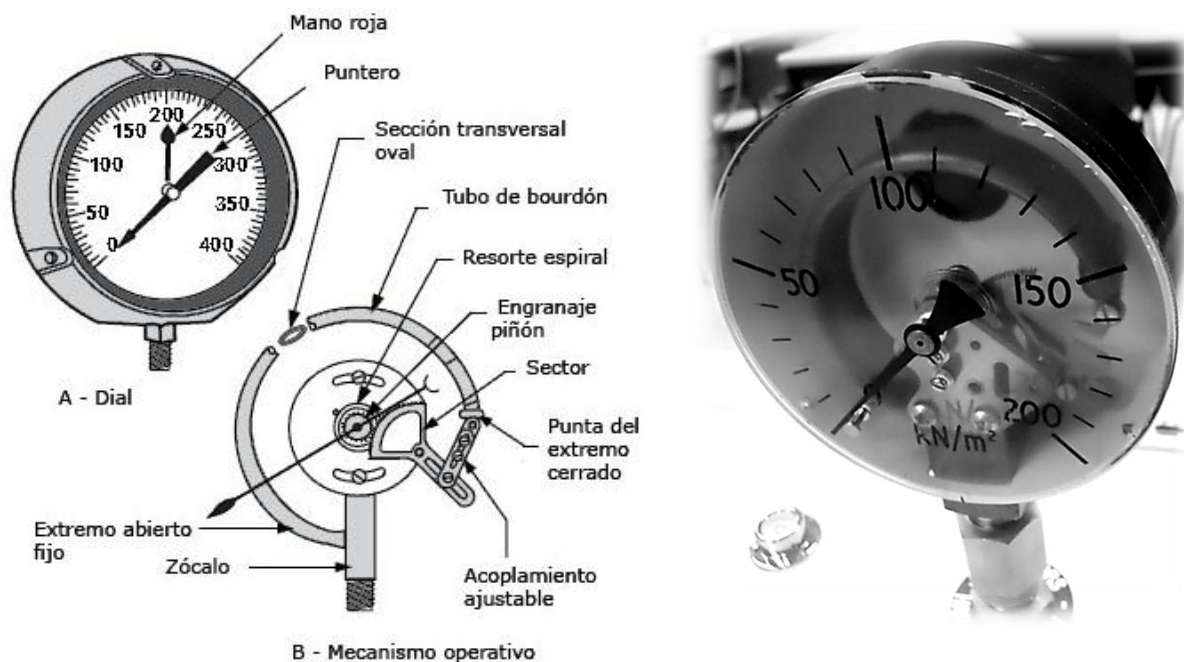


Fig. 1: Indicador de presión de tubo de Bourdon tipo simplex.



El manómetro de tubo de Bourdon es, por lo general, un instrumento de precisión cuya exactitud varía entre 0,1% y 3% de su escala completa. Son empleados frecuentemente para fines de experimentación y en sistemas donde es importante determinar la presión. El tubo de un manómetro de Bourdon puede tener diversas formas: curvado o forma de “C”, helicoidal, y espiral. El tamaño, la forma, y el material del tubo dependen del rango de presiones y del tipo de indicador deseados. El tubo de Bourdon de uso más extendido es el tubo de metal en forma de “C”.

El tubo de Bourdon en forma de “C” tiene una sección transversal hueca y elíptica. Es cerrado en un extremo y está conectado a la presión del fluido en el otro extremo. Cuando se aplica una presión, su sección transversal se vuelve más circular, haciendo que el tubo se extienda hacia fuera, como una manguera de jardín al abrir el agua, hasta que la fuerza de la presión del fluido sea balanceada por la resistencia elástica del material del tubo. Puesto que el extremo abierto del tubo se ancla en una posición fija, los cambios de presión se traducen en un desplazamiento del extremo cerrado. Un indicador se fija al extremo cerrado del tubo a través de un conjunto compuesto por un brazo de acoplamiento mecánico, un engranaje y un piñón, que gira el puntero o indicador alrededor de una escala graduada.

### Componentes del banco de calibración

El banco de calibración se compone de los siguientes elementos:

1. Pistón de alta presión
2. Pistón de baja presión
3. Manómetro
4. Varilla indicadora
5. Válvula
6. Volante
7. Depósito
8. Tapón depósito
9. Burbuja niveladora
10. Patas niveladoras
11. Cilindro del volante

El pistón de alta presión tiene un rango de presiones de 30 a 300 bar y el pistón de baja presión de 0,5 a 30 bar. Las pesas disponibles vienen en unidades de presión, y las hay de 0,05, 0,25 y 0,5 bar. Esta presión indicada en la superficie de las pesas, y una vez colocadas éstas sobre el pistón, es la misma que la que hay en el manómetro, sin necesidad de aplicar ninguna corrección debido a la diferencia de alturas entre la base del pistón y el instrumento (H).

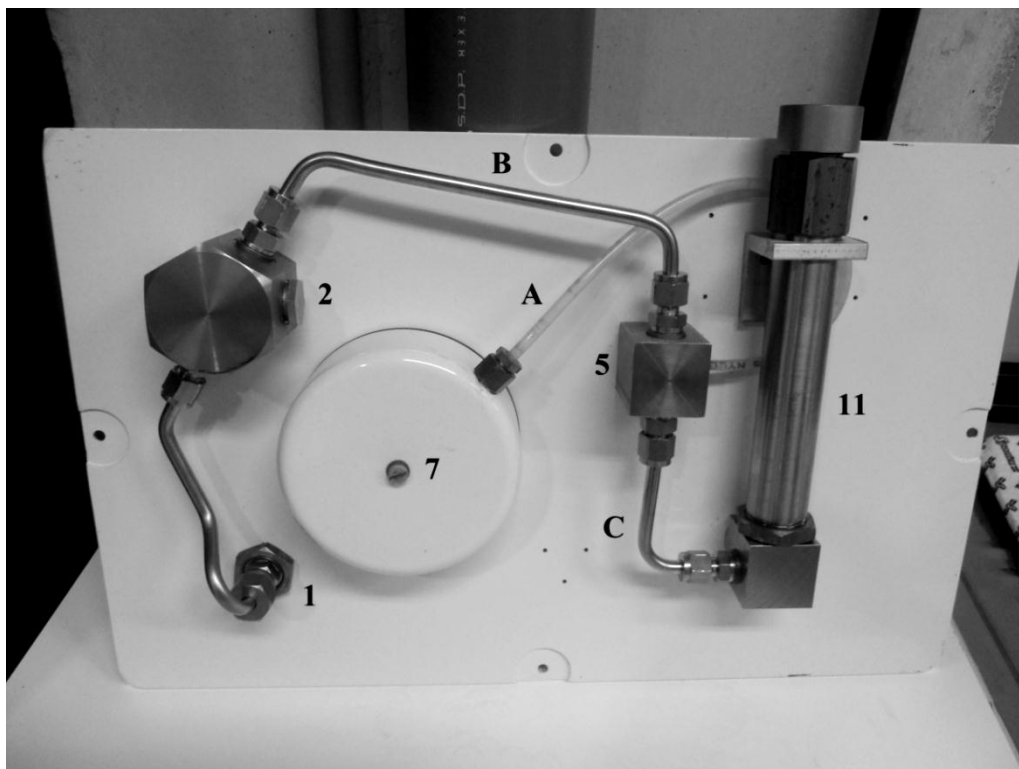
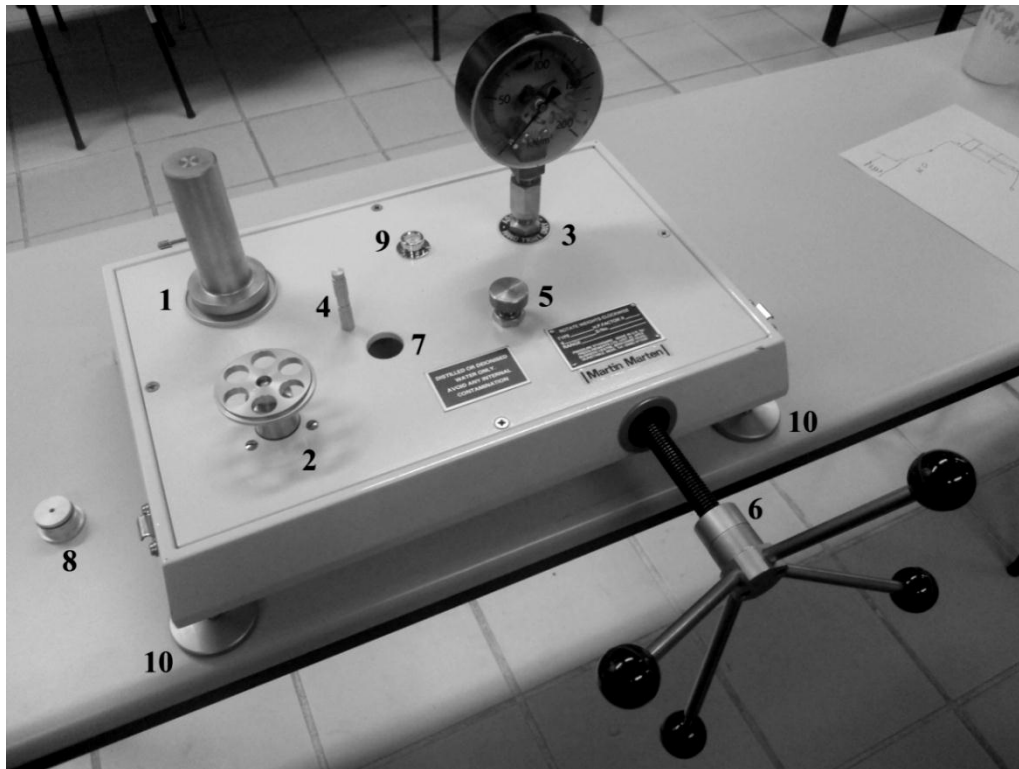
Sí es conveniente, en cambio, efectuar una corrección en el valor de las presiones de las pesas indicadas por el fabricante debido a la diferencia entre el valor de la gravedad local y el valor de la gravedad estándar, usado por el fabricante. Así, la presión real de cada pesa será:

$$P_{\text{real}} = P_{\text{pesa}} \cdot \frac{g_{\text{local}}}{g_{\text{estándar}}}$$

con  $g_{\text{local}} = 9,803 \text{ m/s}^2$  (Pamplona)

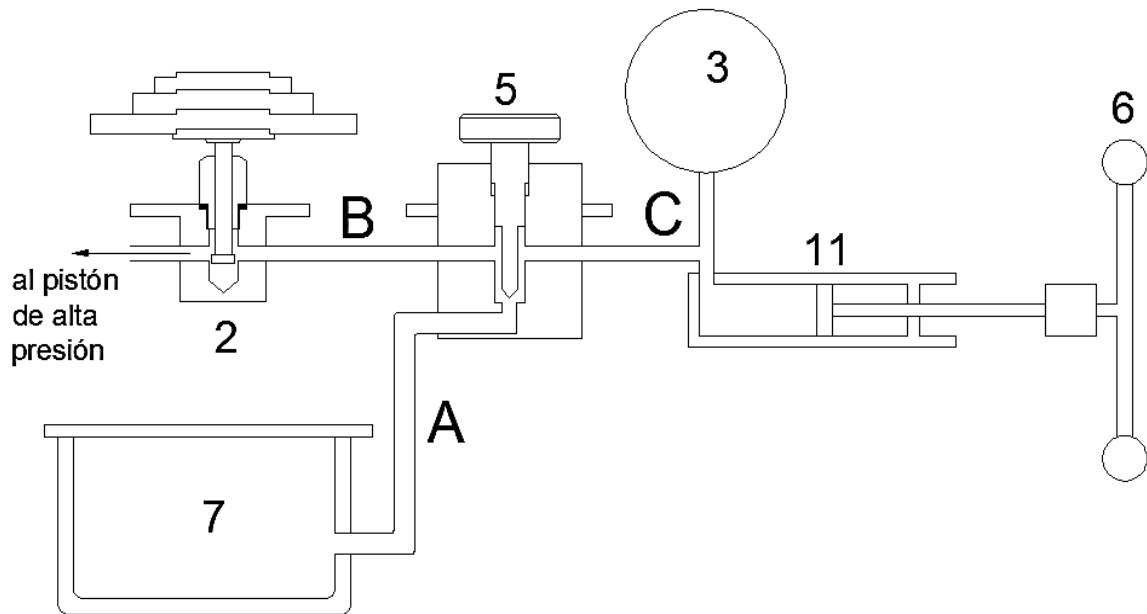
con  $g_{\text{estándar}} = 9,80665 \text{ m/s}^2$

Sin embargo esta diferencia es muy pequeña. Para una pesa de 0,5 bar por ejemplo, la presión real es de 0,4998 bar. Salvo que se disponga de manómetros muy precisos esta diferencia no se tendrá en cuenta.





## Mecanismo para la expulsión del aire del circuito



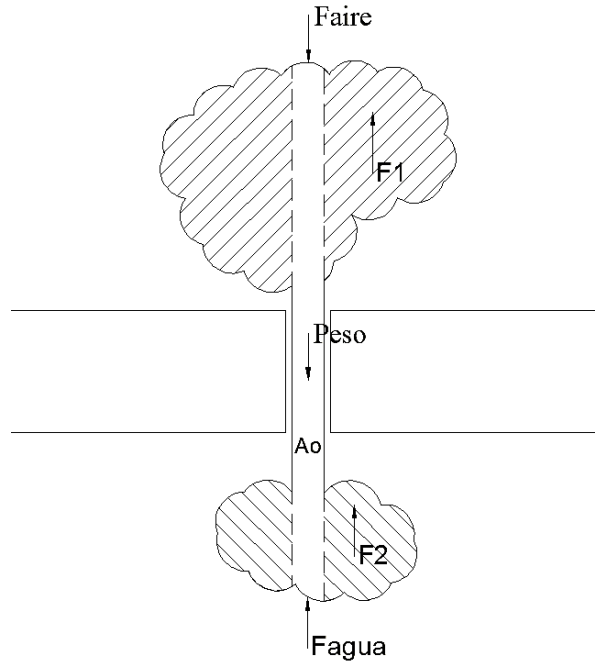
El banco de calibración requiere que todo su circuito se encuentre lleno de agua destilada y es por eso necesario extraer el aire que pueda contener. Para ello el banco dispone de una válvula (5) con la que se puede extraer el aire. Al cerrar esta válvula, se desconecta el depósito (7) del resto del circuito, pero a su vez la válvula deja conectados los pistones de baja (2) y alta (1) presión con el manómetro (3) y el cilindro (11). Una vez cerrada la válvula, al extraer el émbolo del cilindro girando el volante (6), se crea una depresión en el circuito. Cuando se termina de desenroscar el volante, se abre la válvula para que el agua del depósito, que se encuentra a la presión atmosférica y por tanto a una mayor presión que la del circuito, entre dentro del mismo, mezclándose con el agua y el aire del circuito. Posteriormente se rosca el volante para sacar el agua y el aire del circuito al depósito, el cual se encuentra abierto a la atmósfera. Esta operación se deberá repetir tantas veces sea necesario, hasta que no aparezca ninguna burbuja de aire en el depósito.



## DESARROLLO MATEMÁTICO

Para calibrar el manómetro debemos ajustar las manecillas del mismo hasta que indiquen la presión causada por el sistema émbolo – pesas. En el valor de esta presión intervienen una serie de factores que se estudiarán a continuación. En esta práctica se va a utilizar el pistón de baja presión.

El siguiente esquema ilustra el conjunto de fuerzas que actúan sobre un pistón con una masa inferior sumergida en agua y una masa superior inmersa en aire.

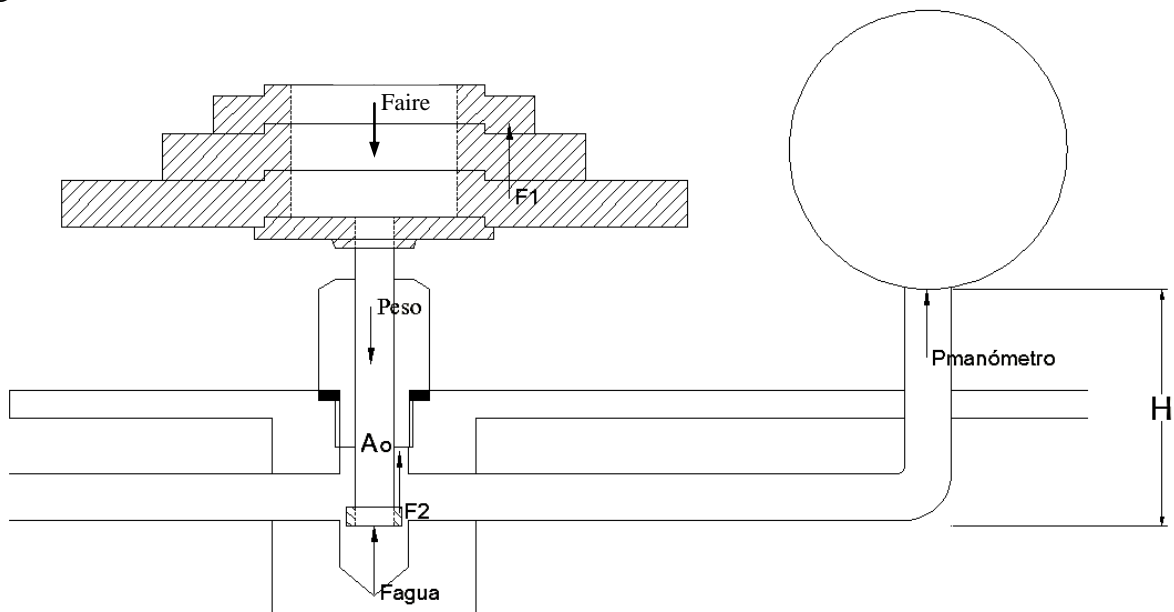


Se tiene que:

$$\sum F = 0; \text{ Peso} + \sum \text{fuerzas debidas a la presión sobre toda la superficie cerrada} = 0$$

es decir:  $\sum F = 0; \text{ Peso} + F_{\text{aire}} - F_{\text{agua}} - F_1 - F_2 = 0$

Para el caso del pistón de baja presión que se tiene en esta práctica, el sistema de fuerzas es el siguiente:



Datos:

$$g_{UPNA} = 9,803 \text{ m/s}^2$$

$$m \text{ (pesa de 0,05 bar)} = 41,1340 \text{ g}$$

$$m \text{ (pesa de 0,25 bar)} = 205,6701 \text{ g}$$

$$m_{cte} \text{ (pistón de baja presión)} = 87,8025 \text{ g}$$

$$A_0 = 80,670870 \text{ mm}^2 \text{ (sección del pistón)}$$

$$P \text{ (agua destilada)} = 998,2 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho \text{ (acero)} = 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$H = 0,07 \text{ m}$$

- Cálculo de  $P_{\text{manómetro}}$ :

En el equilibrio:

$$\sum F = 0$$

$$Peso + F_{\text{aire}} - F_{\text{agua}} - F_1 - F_2 = 0$$

- Peso: el del conjunto émbolo + plato portador + pesas.

$$Peso = \left( \sum m_i \right) \cdot g$$

- $F_{\text{aire}}$ : la que ejerce la  $P_{\text{atmosférica}}$  sobre la sección recta del émbolo  $A_0$  en la cara superior del eje en contacto con la atmósfera.

$$F_{\text{aire}} = P_{\text{aire atm}} \cdot A_0$$

donde  $P_{\text{aire atm}}$  es la presión del aire en pascales y  $A_0$  es la sección del émbolo en  $\text{m}^2$ .

- $F_{\text{agua}}$ : la que ejerce el agua sobre la proyección de la sección  $A_0$  en la cara inferior del eje en contacto con el agua.

$$F_{\text{agua}} = P_{\text{agua abs}} \cdot A_0$$

- $F_1$ : es el empuje del aire, igual al peso de aire desalojado por el volumen rayado en las pesas (//).

$$F_1 = m_{\text{aire}} \cdot g = \rho_{\text{aire}} \cdot V_{\text{aire desalojado}} \cdot g$$

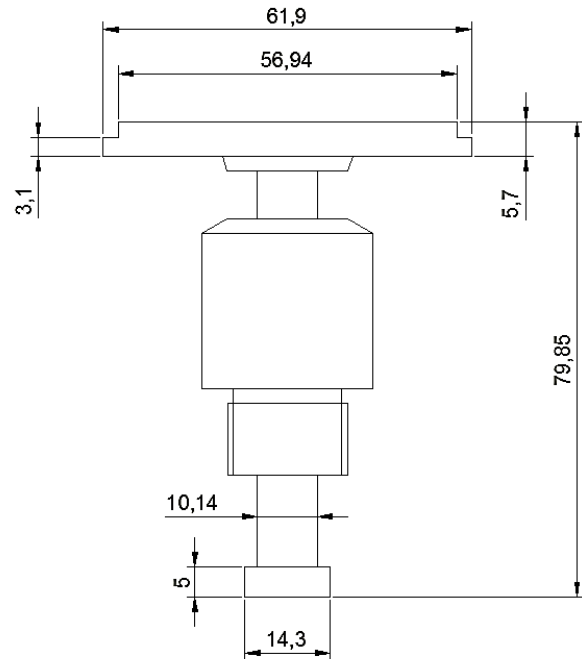
- $F_2$ : es el empuje del agua, igual al peso de agua desalojado por el volumen rayado en el extremo inferior del émbolo (\\).

$$F_2 = m_{\text{agua}} \cdot g = \rho_{\text{agua}} \cdot V_{\text{agua desalojado}} \cdot g$$

Por lo tanto:

$$\left( \sum m_i \right) \cdot g = (P_{\text{agua abs}} - P_{\text{aire atm}}) \cdot A_0 + F_1 + F_2$$

$$\boxed{\left( \sum m_i \right) \cdot g = P_{\text{agua}} \cdot A_0 + F_1 + F_2}$$





Si desarrollamos  $\sum m_i$ :

$$\sum m_i = \sum m_{cte} + \sum m_{discos\ adicionales}$$

$\sum m_{cte}$  : es la suma de las masas del vástago o émbolo y la del plato portador de pesas.

Los sumandos  $F_1$  y  $F_2$  son despreciables debido a que los pesos del aire y del agua desalojados respectivamente son muy pequeños. El error es del 0,095 %. Por lo tanto tenemos:

$$\left( \sum m_{cte} + \sum m_{discos\ adicionales} \right) \cdot g = P_{agua} \cdot A_0$$

Como lo que queremos es hallar  $P_{manómetro}$ , debemos conocer primero la presión que el agua ejerce sobre el pistón. Despejándola de la ecuación anterior:

$$P_{agua} = \frac{(\sum m_{cte} + \sum m_{discos\ adicionales}) \cdot g}{A_0}$$

Por último hallamos el valor de la presión en el manómetro:

$$P_{manómetro} = P_{agua} - \rho \cdot g \cdot H$$

$$P_{manómetro} = \frac{(\sum m_{cte} + \sum m_{discos\ adicionales}) \cdot g}{A_0} - \rho \cdot g \cdot H$$

Comprobar teóricamente que la presión ejercida por dos pesas de 0,25 bar y por el pistón de baja presión de 0,1 bar se corresponde con la presión  $P_{manómetro}$  obtenida con la ecuación anterior.

## REALIZACIÓN DE LA PRÁCTICA

### Preparación

1. Buscar una superficie estable nivelada.
2. Sacar el volante (6) de la tapa de la caja, usando la llave Allen suministrada y colocarlo en el eje de la parte frontal de la balanza.
3. Nivelar la balanza usando las cuatro patas ajustables (10) y la burbuja niveladora (9) de la parte superior de la balanza.
4. Quitar el tapón del depósito (8) y llenar el depósito (7) hasta sus  $\frac{3}{4}$  partes con un líquido apropiado (en este caso agua destilada o desionizada).
5. Colocar el instrumento que se quiere calibrar a la conexión de prueba (3). Es muy importante asegurarse de que el instrumento que se va a calibrar está completamente limpio interiormente.
  - 5.1. Roscar el adaptador apropiado completamente al instrumento que se quiere calibrar.
  - 5.2. Roscar el conjunto conseguido en la operación 5.1 en el sentido contrario a las agujas del reloj, en la conexión de prueba.

NOTA: la rosca interna en la mitad inferior del adaptador es a izquierdas.



Es suficiente con un apriete manual que asegure que la cara inferior esté en contacto con el sello de la conexión de prueba.

### Primeros pasos

1. Con el manómetro ya colocado como se explica en el apartado anterior, abrir la válvula (5) una vuelta en el sentido contrario a las agujas del reloj y roscar el volante (6) hasta que esté completamente dentro.
2. Cerrar la válvula (5) y desenroscar el volante (6) hasta que esté completamente fuera.
3. Abrir la válvula (5) y roscar el volante (6) hasta que esté completamente dentro.  
Durante esta operación pueden aparecer burbujas de aire en el depósito (7). Este es el aire que había en el instrumento y en la balanza. Repetir los pasos 2 y 3 las veces necesarias hasta que no aparezcan más burbujas.
4. Una vez extraído todo el aire, con la válvula abierta desenroscar el volante (6) hasta que esté completamente fuera y cerrar la válvula (5). La balanza ya está preparada para usarse.

### Operación

1. Seleccionar los pesos necesarios y colocarlos en el pistón adecuado. La presión generada es la suma de las ejercidas por los pesos y el pistón portador de pesas.  
Modelos de pistón doble:  
Cuando se usa el pistón de alta presión (1) el valor de cada pesa debe ser multiplicado por el factor gravado en la placa de identificación de la balanza (56). Puede ser X10 ó X20. Sin embargo el valor del pistón no debe ser multiplicado.
2. Roscar el volante (6) hasta que el pistón suba y quede en flotación. Asegurarse de que la parte inferior de la pesa colocada más abajo esté a la altura de la muesca correspondiente de la varilla indicadora (4). Para el pistón de alta presión (B) la muesca a mirar es la inferior. Para el pistón de baja presión (A) es la superior.  
NOTA: cuando se puedan aceptar variaciones de 0,00065 bar en los pistones de tipo A o de 0,0011 bar en los de tipo B, entonces la parte inferior de la pesa colocada más abajo puede quedar en cualquier punto entre las dos muescas de la varilla indicadora (4).
3. Girar toda la torre de pesas en el sentido de las agujas del reloj cuando se note que esté en flotación. No se debe girar la torre de pesas cuando el pistón esté completamente abajo o completamente arriba.
4. Obsérvese la lectura del instrumento a calibrar y en su caso calíbrese. Para ello, en general, el manómetro dispone de un tornillo en su parte central a través del cual se puede mover la aguja al valor de la presión deseado.
5. Para otro punto de calibración a más presión repetir los pasos dados desde el número 1.
6. Para puntos de calibración a menos presión, quitar las pesas que no se necesiten y desenroscar el volante hasta que las pesas floten a la altura correcta. Es el momento de poner a girar de nuevo las pesas.
7. Despresurizar desenroscando el volante completamente fuera.  
Nunca debe quitarse presión al sistema o abrir la válvula sin estar el volante completamente fuera.
8. Quitar la torre de pesas y guardar el material, o si se quiere calibrar otro instrumento repetir desde el paso 5 de PREPARACIÓN.



## CÁLCULO DE INCERTIDUMBRES

La ecuación para la corrección de calibración será la siguiente:

$$C_i = P_{Ri} - P_{xi}$$

donde :

$C_i$  es la corrección final de calibración

$P_{Ri}$  es el valor de la lectura del patrón en el punto  $i$

$P_{xi}$  es el valor de la lectura del instrumento en el punto  $i$

Por otra parte, el valor medio de las medidas experimentales ( $V$ ) es:

$$V = \frac{\sum_{i=1}^n P_{xi}}{n}$$

y la corrección de este valor medio ( $C_m$ ) es:

$$C_m = V - P_{Ri}$$

### Componentes de la incertidumbre

La incertidumbre de calibración del Patrón vendrá reflejada en su certificado de calibración. En el caso del banco de calibración del laboratorio, la incertidumbre de calibración es:

$$u(\text{cal}) = 0,025 \% \cdot \text{valor de la presión nominal } (P_{Ri}).$$

La incertidumbre debida a la resolución del manómetro a calibrar se puede describir con la función:

$$u(\text{res}) = \frac{\text{resolución}}{2 \cdot \sqrt{3}}$$

La incertidumbre debida a la repetibilidad de las medidas ( $P_{Ri} - P_{xi}$ ) viene dada por la siguiente expresión:

$$u(\text{rep}) = \frac{1}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left( C_i - \frac{\sum_{i=1}^n C_i}{n} \right)^2}{n-1}}$$

donde:

$u(\text{rep})$ : es la incertidumbre aleatoria de tipo A asociada al manómetro.

$n$ : es el número de medidas.

$C_i$ : es cada una de las correcciones calculadas en un punto en los diferentes ciclos.

La incertidumbre combinada se calculara como:

$$u(C_i) = \sqrt{\sum_{i=1}^n u_i^2(y)} = \sqrt{u(\text{cal})^2 + u(\text{res})^2 + u(\text{rep})^2}$$



El número de grados efectivos de libertad vendrá dado a partir de la incertidumbre combinada y sus contribuciones mediante la aplicación de la fórmula de Welch-Satterthwaite:

$$v_{\text{eff}} = \frac{u(C_i)^4}{\sum_{i=1}^n \frac{u_i^4(y)}{n-1}}$$

A partir de los grados de libertad efectivos, se obtiene el factor k en la tabla:

$v_{\text{eff}}$	1	2	3	4	5	6
k	13,97	4,53	3,31	2,87	2,65	2,52
$v_{\text{eff}}$	7	8	10	20	50	$\infty$
k	2,43	2,37	2,28	2,13	2,05	2,00

Una vez obtenido el factor de cobertura k, se hallara el factor de incertidumbre expandida:

$$U = k \cdot u(\text{rep})_i$$

Por último se hallará la incertidumbre global de uso

$$U' = C_m + U$$

Otro dato que se puede obtener es el error medio de la serie, que se calcula de la siguiente manera:

$$C_{m_{\text{serie}}} = \frac{\sum |P_{xi} - P_{Ri}|}{10}$$

## TRABAJO A REALIZAR

- Completar la tabla de datos con los valores obtenidos en la calibración del manómetro Bourdon.
- Comentar e interpretar los resultados obtenidos.

### TABLA DE DATOS

Presión de referencia (bar) ( $P_{Ri}$ )	1º serie (bar)		2º serie (bar)		$\frac{\sum_{i=1}^n C_i}{n}$	Valor medio ( $V = \frac{\sum_{i=1}^n P_{xi}}{n}$ )	Corrección valor medio ( $C_m = V - P_{Ri}$ )	u (rep)	u ( $C_i$ )	k	U	U'
	c ( $P_{xi}$ )	d ( $P_{xi}$ )	c ( $P_{xi}$ )	d ( $P_{xi}$ )								
0,5												
1,3												
2,2												
3,1												
4												
$C_{mserie}$												

Nota: “c” (creciente) son los valores del manómetro partiendo de cero hasta el máximo valor del manómetro.

“d” (decreciente) son los valores del manómetro partiendo del máximo valor del manómetro y llegando hasta cero.

Como por cada presión nominal ( $P_{Ri}$ ) tenemos 4 lecturas del manómetro ( $P_{xi}$ ), el valor de  $n = 4$



# PRÁCTICA 9

(Guión para el profesor)

## Calibración de un manómetro





## OBJETIVOS

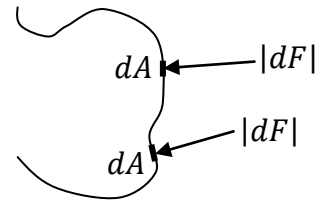
- Comprender el funcionamiento de un manómetro.
- Calibrar un manómetro a través de una balanza hidráulica de pesas muertas y comprender los factores que afectan a este proceso.

## FUNDAMENTOS TEÓRICOS

### Definición de Presión

La presión es una magnitud física escalar que mide la fuerza ejercida por unidad de superficie de forma perpendicular a la misma y se expresa en Pascales ( $N/m^2$ ) en el Sistema Internacional. Esta definición se muestra en la ecuación (1) y es aplicable para la presión en sólidos (esfuerzo), líquidos (presión hidráulica) y gases (presión neumática).

$$P = \frac{|dF|_{\text{normal}}}{dA} \quad (1)$$

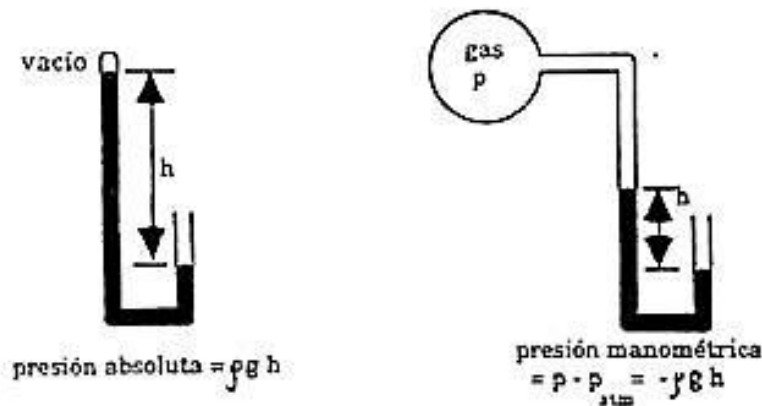


Para el caso de una columna vertical de fluido líquido o gas, se aplica la definición expresada en la ecuación (2). Esta ecuación es la que rige a los manómetros de columna de líquido.

$$\Delta P = P_2 - P_1 = \rho \cdot g \cdot h \quad (2)$$

### Medida de la presión

Para la medida de la presión se utilizan los barómetros y los manómetros. Los barómetros miden presión absoluta, respecto al vacío, por lo que son utilizados para medir la presión atmosférica. Por otra parte, los manómetros miden una presión relativa, diferencial o presión manométrica, generalmente una sobrepresión o una depresión (vacuómetro), respecto de la presión atmosférica.



## Funcionamiento de un manómetro

Un manómetro es un dispositivo que mide la presión de un fluido. Éstos pueden ser de dos clases:

1. Los que equilibran la presión desconocida con otra que se conoce. A este tipo pertenece el manómetro de vidrio en U, en el que la presión se determina midiendo la diferencia en el nivel del líquido de las dos ramas.
2. Los que la presión desconocida actúa sobre un material elástico que produce el movimiento utilizado para poder medir la presión. A este tipo de manómetro pertenece el manómetro de tubo de Bourdon, el de pistón, el de diafragma, etc.

## Manómetro de Bourdon

La mayoría de los indicadores de presión en uso tiene un tubo Bourdon como elemento de medición. El manómetro se llama así por su inventor, *Eugene Bourdon*, un ingeniero francés. El tubo de Bourdon es un dispositivo que transforma la presión en un desplazamiento. Puesto que el desplazamiento del tubo de Bourdon es función de la presión aplicada, ésta puede ser amplificada e indicada mecánicamente por una aguja en un dial. Así, la posición del indicador muestra indirectamente la presión.

Este manómetro consiste en una carátula o dial calibrado en unidades psi, kPa, bar, etc. y una aguja indicadora conectada a través de una articulación a un tubo curvado de metal flexible llamado tubo de Bourdon. El tubo de Bourdon se encuentra conectado a la presión del sistema. Conforme esta presión aumenta, el tubo de Bourdon tiende a enderezarse debido a la diferencia de áreas entre sus diámetros interior y exterior. Esta acción ocasiona que la aguja se mueva e indique la presión correspondiente en la carátula.

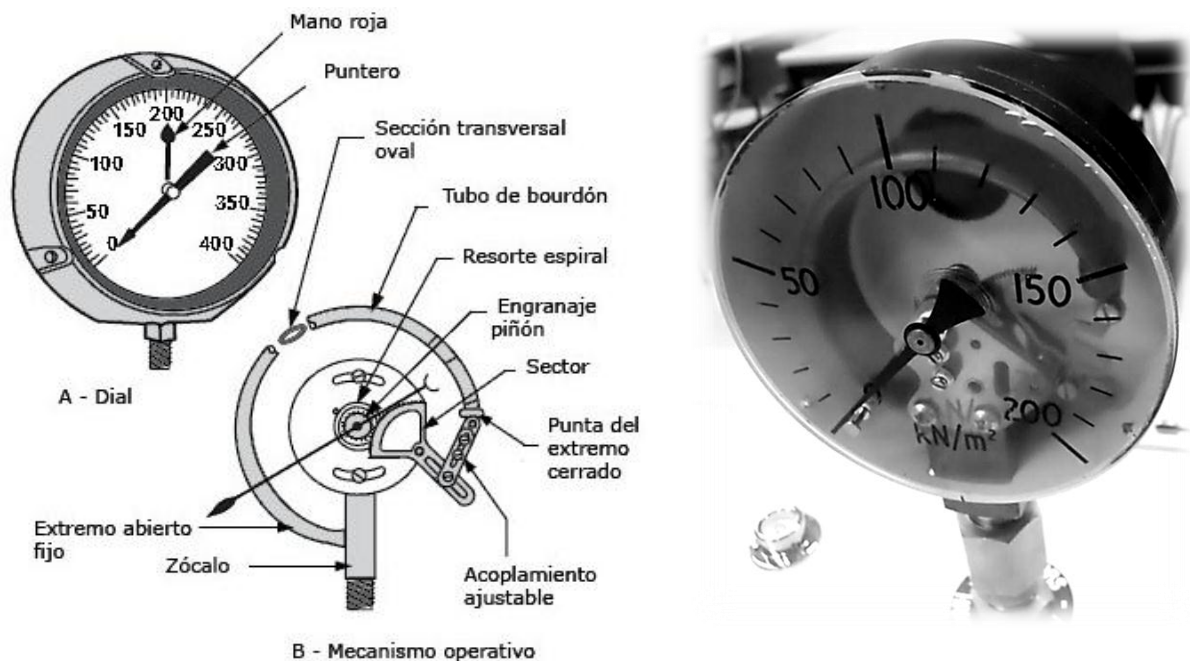


Fig. 1: Indicador de presión de tubo de Bourdon tipo simplex.



El manómetro de tubo de Bourdon es, por lo general, un instrumento de precisión cuya exactitud varía entre 0,1% y 3% de su escala completa. Son empleados frecuentemente para fines de experimentación y en sistemas donde es importante determinar la presión. El tubo de un manómetro de Bourdon puede tener diversas formas: curvado o forma de “C”, helicoidal, y espiral. El tamaño, la forma, y el material del tubo dependen del rango de presiones y del tipo de indicador deseados. El tubo de Bourdon de uso más extendido es el tubo de metal en forma de “C”.

El tubo de Bourdon en forma de “C” tiene una sección transversal hueca y elíptica. Es cerrado en un extremo y está conectado a la presión del fluido en el otro extremo. Cuando se aplica una presión, su sección transversal se vuelve más circular, haciendo que el tubo se extienda hacia fuera, como una manguera de jardín al abrir el agua, hasta que la fuerza de la presión del fluido sea balanceada por la resistencia elástica del material del tubo. Puesto que el extremo abierto del tubo se ancla en una posición fija, los cambios de presión se traducen en un desplazamiento del extremo cerrado. Un indicador se fija al extremo cerrado del tubo a través de un conjunto compuesto por un brazo de acoplamiento mecánico, un engranaje y un piñón, que gira el puntero o indicador alrededor de una escala graduada.

### Componentes del banco de calibración

El banco de calibración se compone de los siguientes elementos:

12. Pistón de alta presión
13. Pistón de baja presión
14. Manómetro
15. Varilla indicadora
16. Válvula
17. Volante
18. Depósito
19. Tapón depósito
20. Burbuja niveladora
21. Patas niveladoras
22. Cilindro del volante

El pistón de alta presión tiene un rango de presiones de 30 a 300 bar y el pistón de baja presión de 0,5 a 30 bar. Las pesas disponibles vienen en unidades de presión, y las hay de 0,05, 0,25 y 0,5 bar. Esta presión indicada en la superficie de las pesas, y una vez colocadas éstas sobre el pistón, es la misma que la que hay en el manómetro, sin necesidad de aplicar ninguna corrección debido a la diferencia de alturas entre la base del pistón y el instrumento (H).

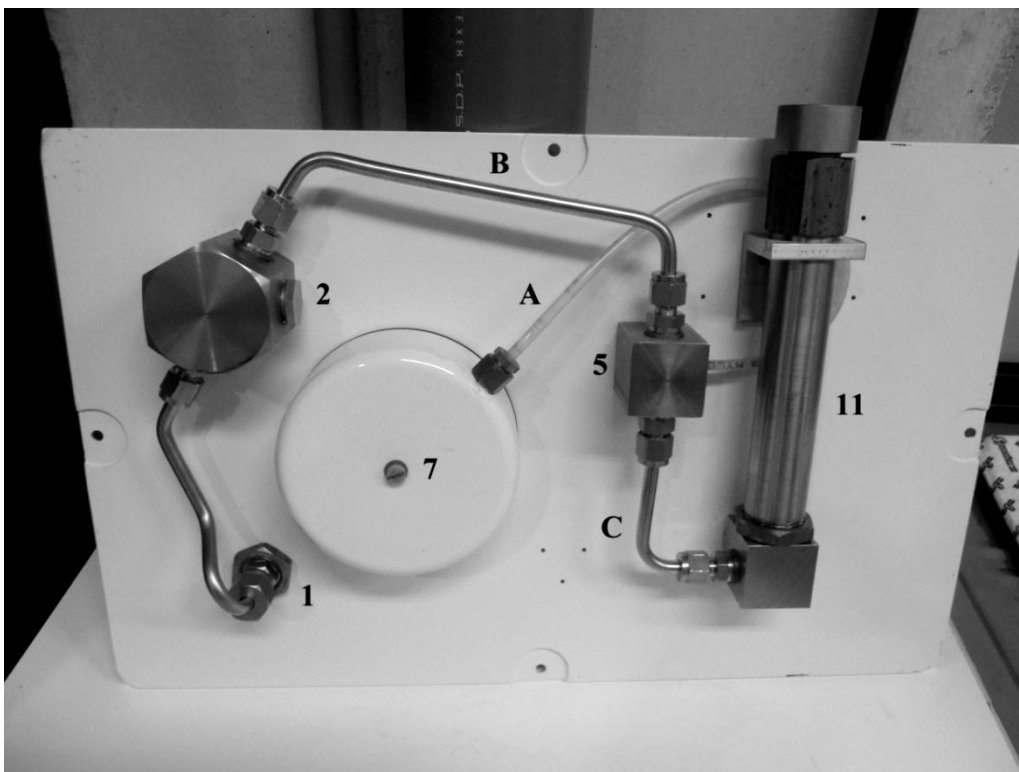
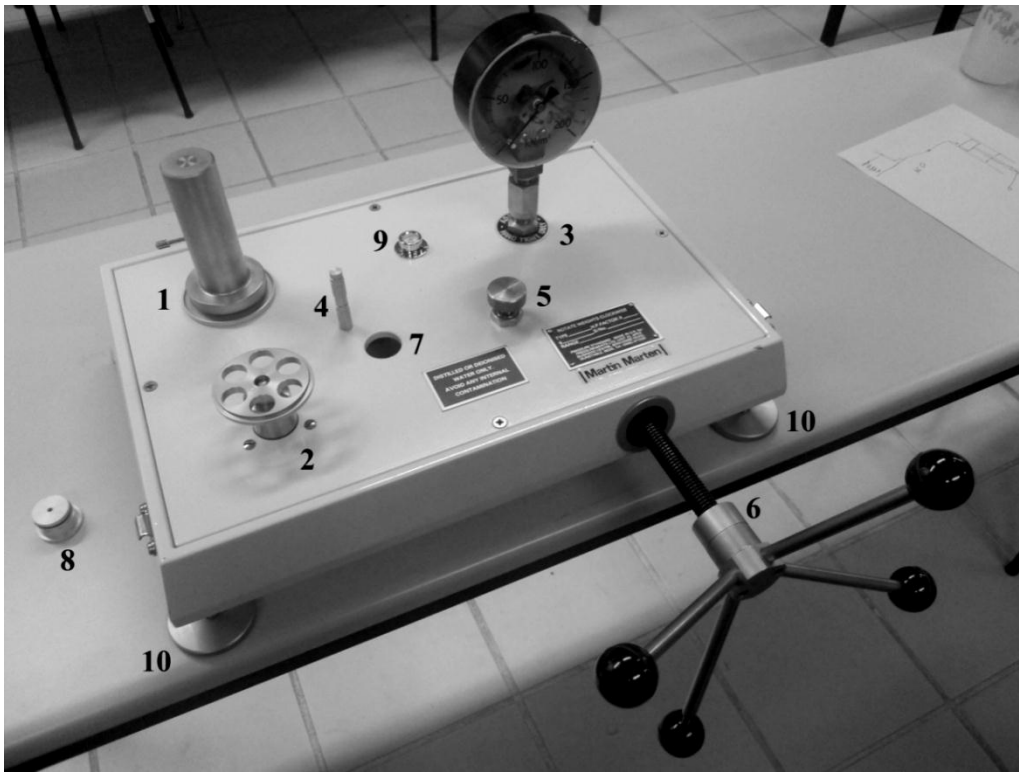
Sí es conveniente, en cambio, efectuar una corrección en el valor de las presiones de las pesas indicadas por el fabricante debido a la diferencia entre el valor de la gravedad local y el valor de la gravedad estándar, usado por el fabricante. Así, la presión real de cada pesa será:

$$P_{\text{real}} = P_{\text{pesa}} \cdot \frac{g_{\text{local}}}{g_{\text{estándar}}}$$

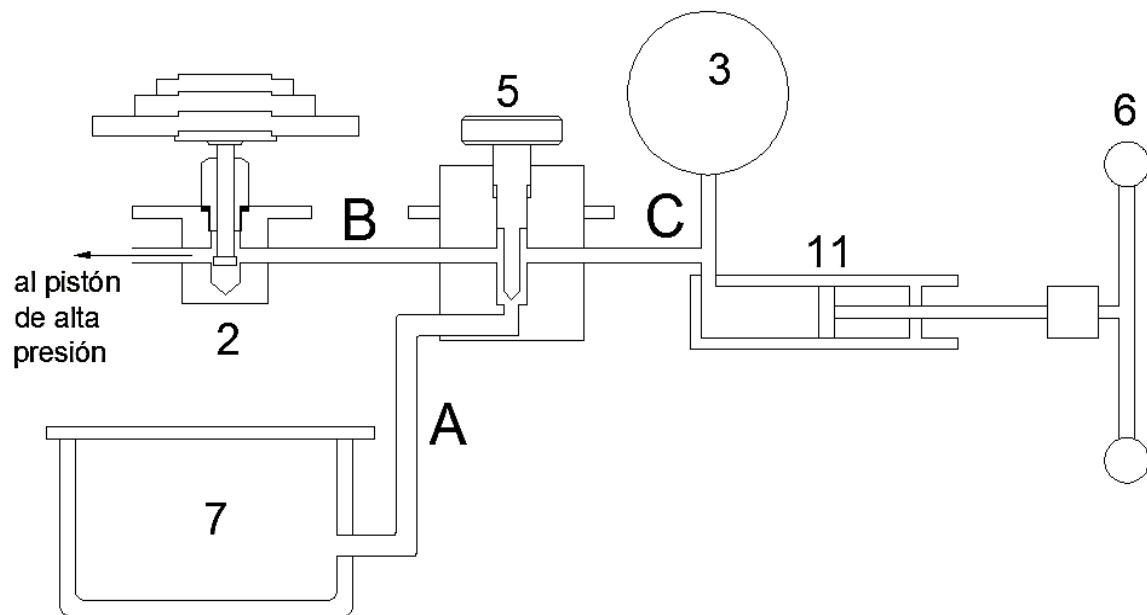
con  $g_{\text{local}} = 9,803 \text{ m/s}^2$  (Pamplona)

con  $g_{\text{estándar}} = 9,80665 \text{ m/s}^2$

Sin embargo esta diferencia es muy pequeña. Para una pesa de 0,5 bar por ejemplo, la presión real es de 0,4998 bar. Salvo que se disponga de manómetros muy precisos esta diferencia no se tendrá en cuenta.



## Mecanismo para la expulsión del aire del circuito



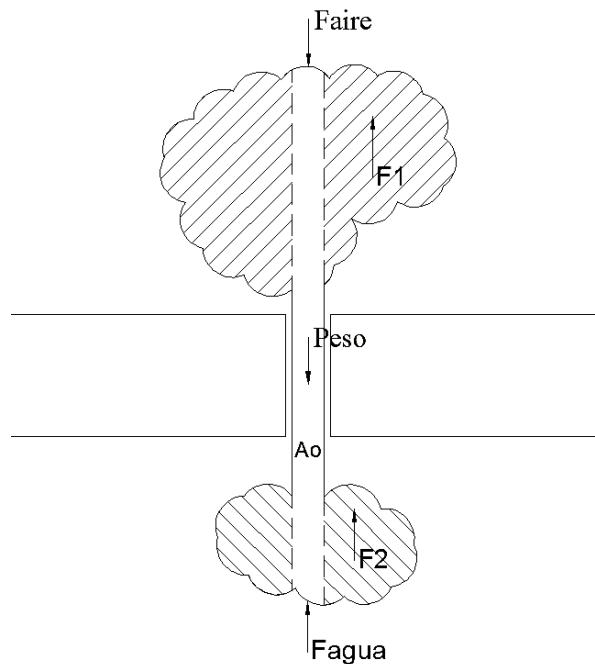
El banco de calibración requiere que todo su circuito se encuentre lleno de agua destilada y es por eso necesario extraer el aire que pueda contener. Para ello el banco dispone de una válvula (5) con la que se puede extraer el aire. Al cerrar esta válvula, se desconecta el depósito (7) del resto del circuito, pero a su vez la válvula deja conectados los pistones de baja (2) y alta (1) presión con el manómetro (3) y el cilindro (11). Una vez cerrada la válvula, al extraer el émbolo del cilindro girando el volante (6), se crea una depresión en el circuito. Cuando se termina de desenroscar el volante, se abre la válvula para que el agua del depósito, que se encuentra a la presión atmosférica y por tanto a una mayor presión que la del circuito, entre dentro del mismo, mezclándose con el agua y el aire del circuito. Posteriormente se rosca el volante para sacar el agua y el aire del circuito al depósito, el cual se encuentra abierto a la atmósfera. Esta operación se deberá repetir tantas veces sea necesario, hasta que no aparezca ninguna burbuja de aire en el depósito.



## DESARROLLO MATEMÁTICO

Para calibrar el manómetro debemos ajustar las manecillas del mismo hasta que indiquen la presión causada por el sistema émbolo – pesas. En el valor de esta presión intervienen una serie de factores que se estudiarán a continuación. En esta práctica se va a utilizar el pistón de baja presión.

El siguiente esquema ilustra el conjunto de fuerzas que actúan sobre un pistón con una masa inferior sumergida en agua y una masa superior inmersa en aire.

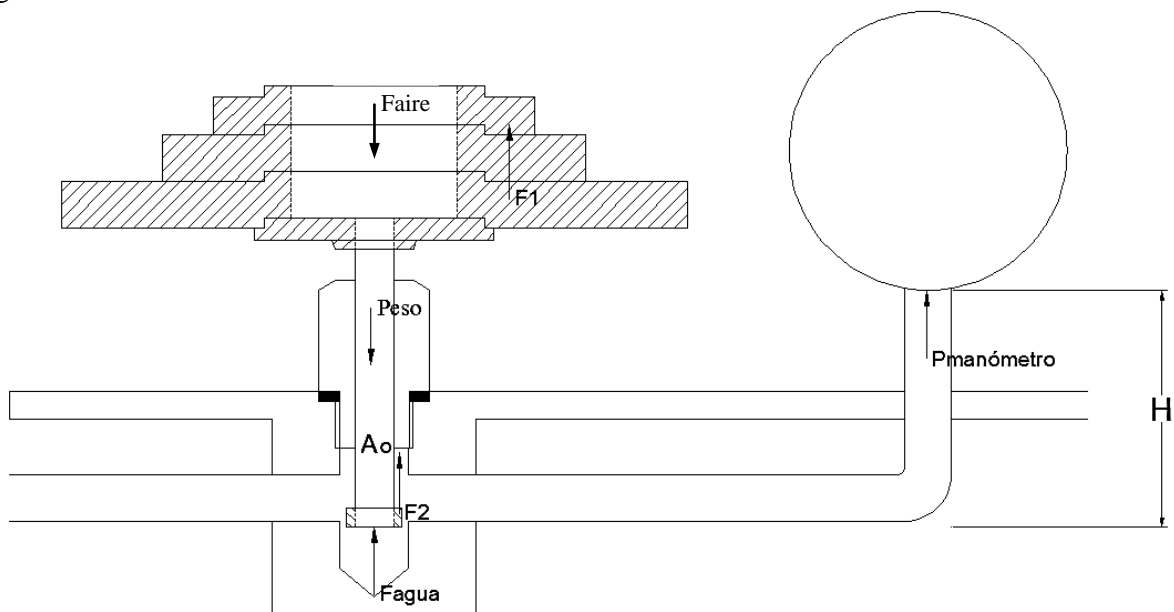


Se tiene que:

$$\sum F = 0; \quad \text{Peso} + \sum \text{fuerzas debidas a la presión sobre toda la superficie cerrada} = 0$$

es decir:  $\sum F = 0; \quad \text{Peso} + F_{aire} - F_{agua} - F_1 - F_2 = 0$

Para el caso del pistón de baja presión que se tiene en esta práctica, el sistema de fuerzas es el siguiente:



Datos:

$$g_{UPNA} = 9,803 \text{ m/s}^2$$

$$m \text{ (pesa de 0,05 bar)} = 41,1340 \text{ g}$$

$$m \text{ (pesa de 0,25 bar)} = 205,6701 \text{ g}$$

$$m_{cte} \text{ (pistón de baja presión)} = 87,8025 \text{ g}$$

$$A_0 = 80,670870 \text{ mm}^2 \text{ (sección del pistón)}$$

$$P \text{ (agua destilada)} = 998,2 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho \text{ (acero)} = 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$H = 0,07 \text{ m}$$

- Cálculo de  $P_{\text{manómetro}}$ :

En el equilibrio:

$$\sum F = 0$$

$$Peso + F_{\text{aire}} - F_{\text{agua}} - F_1 - F_2 = 0$$

- Peso: el del conjunto émbolo + plato portador + pesas.

$$Peso = \left( \sum m_i \right) \cdot g$$

- $F_{\text{aire}}$ : la que ejerce la  $P_{\text{atmosférica}}$  sobre la sección recta del émbolo  $A_0$  en la cara superior del eje en contacto con la atmósfera.

$$F_{\text{aire}} = P_{\text{aire atm}} \cdot A_0$$

donde  $P_{\text{aire atm}}$  es la presión del aire en pascuales y  $A_0$  es la sección del émbolo en  $\text{m}^2$ .

- $F_{\text{agua}}$ : la que ejerce el agua sobre la proyección de la sección  $A_0$  en la cara inferior del eje en contacto con el agua.

$$F_{\text{agua}} = P_{\text{agua abs}} \cdot A_0$$

- $F_1$ : es el empuje del aire, igual al peso de aire desalojado por el volumen rayado en las pesas (//).

$$F_1 = m_{\text{aire}} \cdot g = \rho_{\text{aire}} \cdot V_{\text{aire desalojado}} \cdot g$$

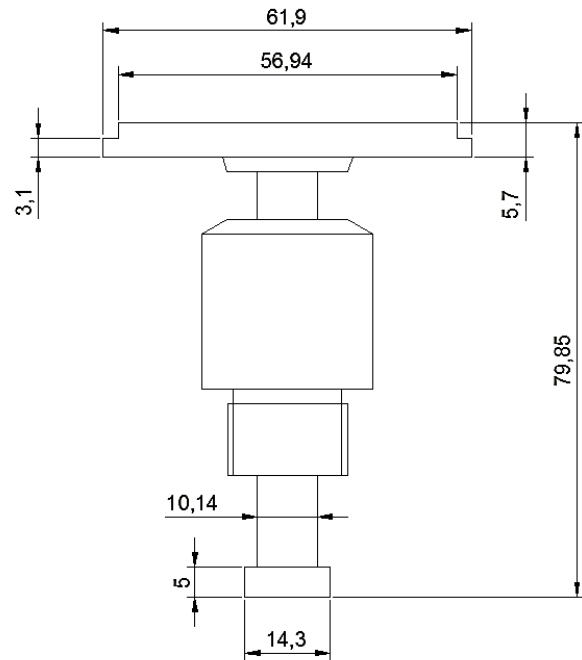
- $F_2$ : es el empuje del agua, igual al peso de agua desalojado por el volumen rayado en el extremo inferior del émbolo (\\).

$$F_2 = m_{\text{agua}} \cdot g = \rho_{\text{agua}} \cdot V_{\text{agua desalojado}} \cdot g$$

Por lo tanto:

$$\left( \sum m_i \right) \cdot g = (P_{\text{agua abs}} - P_{\text{aire atm}}) \cdot A_0 + F_1 + F_2$$

$$\left( \sum m_i \right) \cdot g = P_{\text{agua}} \cdot A_0 + F_1 + F_2$$







Vamos a desarrollar cada uno de los factores:

$$\sum m_i = \sum m_{cte} + \sum m_{discosadicionales}$$

$\sum m_{cte}$  : es la suma de las masas del vástago o émbolo y la del plato portador de pesas.

Por otra parte, la fuerza  $F_1$  también puede ser descompuesta en una parte constante (la debida al agua desalojada por el plato portador de pesas) y otra variable (la debida al agua desalojada por el conjunto de pesas).

$$F_1 = F_{1cte} + F_{1pesas\ adicionales}$$

Y nos queda:

$$\left( \sum m_{cte} + \sum m_{discosadicionales} \right) \cdot g = P_{agua} \cdot A_0 + F_{1cte} + F_{1pesas\ ad} + F_2$$

Como lo que queremos es hallar  $P_{manómetro}$ , debemos conocer primero la presión que el agua ejerce sobre el pistón. Despejándola de la ecuación anterior:

$$P_{agua} = \frac{(\sum m_{cte} + \sum m_{discos\ adicionales}) \cdot g - F_{1cte} - F_{1pesas\ ad} - F_2}{A_0}$$

donde

$$F_{1cte} = m_{aire\ desalaj} \cdot g = v_{aire\ desalaj} \cdot \rho_{aire} \cdot g = v_{plato} \cdot \rho_{aire} \cdot g$$

$$F_{1pesas\ ad} = m_{aire\ desalaj} \cdot g = v_{pesas} \cdot \rho_{aire} \cdot g = \frac{m_{pesas}}{\rho_{pesas}} \cdot \rho_{aire} \cdot g$$

$$F_2 = m_{agua\ desalaj} \cdot g = v_{agua\ desalaj} \cdot \rho_{agua} \cdot g = (v_{acero} - A_0 \cdot h) \cdot \rho_{agua} \cdot g$$

Vamos a calcular estos tres factores. El volumen del plato portador de pesas es:

$$v_{plato} = 3,1 \cdot \pi \cdot 30,95^2 + 2,6 \cdot \pi \cdot 28,47^2 - 6 \cdot 5,7 \cdot \pi \cdot 7,4^2 = 10.066,015 \text{ mm}^3 = 1,0066 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

y el valor de la gravedad en la UPNA es :

$$g = 9,803 \text{ m/s}^2$$

Para una temperatura de 23° C y una altura de mercurio en el barómetro de 732 mm Hg, la presión en el laboratorio es de:

$$P_{lab} = H - 0,3 - 0,000171 \cdot T(^{\circ}\text{C}) \cdot H = 732 - 0,3 - 0,000171 \cdot 23 \cdot 732 \approx 729 \text{ mm Hg}$$

$$P_{lab} = \frac{729}{760} \cdot 101325 = 97.192 \text{ Pa}$$

y entonces la densidad del aire en el laboratorio será:



$$PV = NRT ; PV = \frac{m}{M}RT ; \frac{P}{\rho} = \frac{RT}{M}$$

$$\rho_{\text{aire}} = \frac{MP}{RT} = \frac{28,96 \cdot 10^{-3} \cdot 97192}{8,314 \cdot (273,15 + 23)} = 1,143 \text{ kg/m}^3$$

Por lo tanto:

$$F_{1\text{cte}} = v_{\text{plato}} \cdot \rho_{\text{aire}} \cdot g = 1,0066 \cdot 10^{-5} \cdot 1,143 \cdot 9,803 = 1,1278 \cdot 10^{-4} \text{ N}$$

Hallamos ahora  $F_{\text{pesas ad}}$ :

Si colocamos dos pesas de 0,25 bar y sabemos que la densidad del acero es  $7850 \text{ kg/m}^3$ :

$$F_{1\text{pesas ad}} = \frac{m_{\text{pesas}}}{\rho_{\text{pesas}}} \cdot \rho_{\text{aire}} \cdot g = \frac{2 \cdot 205,6701 \cdot 10^{-3}}{7850} \cdot 1,143 \cdot 9,803 = 5,8711 \cdot 10^{-4} \text{ N}$$

Por último calculamos  $F_2$ :

$$F_2 = (v_{\text{acero}} - A_0 \cdot h) \cdot \rho_{\text{agua}} \cdot g = (0,005 \cdot \pi \cdot 0,00715^2 - 80,67087 \cdot 10^{-6} \cdot 0,005) \cdot 998,2 \cdot 9,80264 = 3,9108 \cdot 10^{-3} \text{ N}$$

Ahora ya podemos calcular la presión que ejerce el agua sobre el pistón. Si consideramos colocadas dos pesas de 0,25 bar tendremos:

$$P_{\text{agua}} = \frac{(\sum m_{\text{cte}} + \sum m_{\text{discosadicionales}}) \cdot g - F_{1\text{cte}} - F_{1\text{pesas ad}} - F_2}{A_0}$$

$$P_{\text{agua}} = \frac{(87,8025 \cdot 10^{-3} + 2 \cdot 205,6701 \cdot 10^{-3}) \cdot 9,803 - 1,1278 \cdot 10^{-4} - 5,8711 \cdot 10^{-4} - 3,9108 \cdot 10^{-3}}{80,67087 \cdot 10^{-6}} =$$

$$= 60595,67 \text{ Pa}$$

Si despreciamos  $F_{1\text{cte}}$ ,  $F_{1\text{pesas ad}}$  y  $F_2$  obtenemos el siguiente resultado:

$$P_{\text{agua}} = 60652,82 \text{ Pa}$$

Como el error es inferior al 0,095% queda justificado el despreciar estos factores, quedando la fórmula que nos da la presión ejercida por el agua sobre el pistón de la siguiente manera:

$$P_{\text{agua}} = \frac{(\sum m_{\text{cte}} + \sum m_{\text{discosadicionales}}) \cdot g}{A_0}$$

Por último hallamos el valor de la presión en el manómetro:

$$P_{\text{manómetro}} = P_{\text{agua}} - \rho \cdot g \cdot H = 60595,67 - 998,2 \cdot 9,803 \cdot 0,07 = 59910,7 \text{ Pa} \approx 60000 \text{ Pa}$$

que coincide con los 0,6 bar que nos daba el fabricante, al sumar las dos pesas de 0,25 bar colocadas y la presión de 0,1 bar que ejerce el plato portador de pesas.



Queda comprobado que la presión que nos da el fabricante en las pesas, es la presión que al colocarlas sobre el pistón aparece a la altura de la boquilla del manómetro y no es la  $P_{\text{agua}}$  como cabría suponer. Por tanto la variación de altura  $H$  ya viene corregida por el fabricante.

## REALIZACIÓN DE LA PRÁCTICA

### Preparación

6. Buscar una superficie estable nivelada.
7. Sacar el volante (6) de la tapa de la caja, usando la llave Allen suministrada y colocarlo en el eje de la parte frontal de la balanza.
8. Nivelar la balanza usando las cuatro patas ajustables (10) y la burbuja niveladora (9) de la parte superior de la balanza.
9. Quitar el tapón del depósito (8) y llenar el depósito (7) hasta sus  $\frac{3}{4}$  partes con un líquido apropiado (en este caso agua destilada o desionizada).
10. Colocar el instrumento que se quiere calibrar a la conexión de prueba (3). Es muy importante asegurarse de que el instrumento que se va a calibrar está completamente limpio interiormente.
  - 10.1. Roscar el adaptador apropiado completamente al instrumento que se quiere calibrar.
  - 10.2. Roscar el conjunto conseguido en la operación 5.1 en el sentido contrario a las agujas del reloj, en la conexión de prueba.

NOTA: la rosca interna en la mitad inferior del adaptador es a izquierdas.

Es suficiente con un apriete manual que asegure que la cara inferior esté en contacto con el sello de la conexión de prueba.

### Primeros pasos

5. Con el manómetro ya colocado como se explica en el apartado anterior, abrir la válvula (5) una vuelta en el sentido contrario a las agujas del reloj y roscar el volante (6) hasta que esté completamente dentro.
6. Cerrar la válvula (5) y desenroscar el volante (6) hasta que esté completamente fuera.
7. Abrir la válvula (5) y roscar el volante (6) hasta que esté completamente dentro.  
Durante esta operación pueden aparecer burbujas de aire en el depósito (7). Este es el aire que había en el instrumento y en la balanza. Repetir los pasos 2 y 3 las veces necesarias hasta que no aparezcan más burbujas.
8. Una vez extraído todo el aire, con la válvula abierta desenroscar el volante (6) hasta que esté completamente fuera y cerrar la válvula (5). La balanza ya está preparada para usarse.

### Operación

9. Seleccionar los pesos necesarios y colocarlos en el pistón adecuado. La presión generada es la suma de las ejercidas por los pesos y el pistón portador de pesas.

Modelos de pistón doble:

Cuando se usa el pistón de alta presión (1) el valor de cada pesa debe ser multiplicado por el factor gravado en la placa de identificación de la balanza (56). Puede ser X10 ó X20. Sin embargo el valor del pistón no debe ser multiplicado.

10. Roscar el volante (6) hasta que el pistón suba y quede en flotación. Asegurarse de que la parte inferior de la pesa colocada más abajo esté a la altura de la muesca correspondiente de



la varilla indicadora (4). Para el pistón de alta presión (B) la muesca a mirar es la inferior. Para el pistón de baja presión (A) es la superior.

NOTA: cuando se puedan aceptar variaciones de 0,00065 bar en los pistones de tipo A o de 0,0011 bar en los de tipo B, entonces la parte inferior de la pesa colocada más abajo puede quedar en cualquier punto entre las dos muescas de la varilla indicadora (4).

11. Girar toda la torre de pesas en el sentido de las agujas del reloj cuando se note que esté en flotación. No se debe girar la torre de pesas cuando el pistón esté completamente abajo o completamente arriba.
12. Obsérvese la lectura del instrumento a calibrar y en su caso calíbrese. Para ello, en general, el manómetro dispone de un tornillo en su parte central a través del cual se puede mover la aguja al valor de la presión deseado.
13. Para otro punto de calibración a más presión repetir los pasos dados desde el número 1.
14. Para puntos de calibración a menos presión, quitar las pesas que no se necesiten y desenroscar el volante hasta que las pesas floten a la altura correcta. Es el momento de poner a girar de nuevo las pesas.
15. Despresurizar desenroscando el volante completamente fuera.  
Nunca debe quitarse presión al sistema o abrir la válvula sin estar el volante completamente fuera.
16. Quitar la torre de pesas y guardar el material, o si se quiere calibrar otro instrumento repetir desde el paso 5 de PREPARACIÓN.

## CÁLCULO DE INCERTIDUMBRES

La ecuación para la corrección de calibración será la siguiente:

$$C_i = P_{Ri} - P_{xi}$$

donde :

$C_i$  es la corrección final de calibración

$P_{Ri}$  es el valor de la lectura del patrón en el punto  $i$

$P_{xi}$  es el valor de la lectura del instrumento en el punto  $i$

Por otra parte, el valor medio de las medidas experimentales ( $V$ ) es:

$$V = \frac{\sum_{i=1}^n P_{xi}}{n}$$

y la corrección de este valor medio ( $C_m$ ) es:

$$C_m = V - P_{Ri}$$

### Componentes de la incertidumbre

La incertidumbre de calibración del Patrón vendrá reflejada en su certificado de calibración. En el caso del banco de calibración del laboratorio, la incertidumbre de calibración es:

$$u(\text{cal}) = 0,025 \% \cdot \text{valor de la presión nominal } (P_{Ri}).$$



La incertidumbre debida a la resolución del manómetro a calibrar se puede describir con la función:

$$u(\text{res}) = \frac{\text{resolución}}{2 \cdot \sqrt{3}}$$

La incertidumbre debida a la repetibilidad de las medidas ( $P_{Ri} - P_{xi}$ ) viene dada por la siguiente expresión:

$$u(\text{rep}) = \frac{1}{\sqrt{n}} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left( C_i - \frac{\sum_{i=1}^n C_i}{n} \right)^2}{n-1}}$$

donde:

$u(\text{rep})$ : es la incertidumbre aleatoria de tipo A asociada al manómetro.

$n$ : es el número de medidas.

$C_i$ : es cada una de las correcciones calculadas en un punto en los diferentes ciclos.

La incertidumbre combinada se calculara como:

$$u(C_i) = \sqrt{\sum_{i=1}^n u_i^2(y)} = \sqrt{u(\text{cal})^2 + u(\text{res})^2 + u(\text{rep})^2}$$

El número de grados efectivos de libertad vendrá dado a partir de la incertidumbre combinada y sus contribuciones mediante la aplicación de la fórmula de Welch-Satterthwaite:

$$v_{\text{eff}} = \frac{u(C_i)^4}{\sum_{i=1}^n \frac{u_i^4(y)}{n-1}}$$

A partir de los grados de libertad efectivos, se obtiene el factor  $k$  en la tabla:

$v_{\text{eff}}$	1	2	3	4	5	6
$k$	13,97	4,53	3,31	2,87	2,65	2,52
$v_{\text{eff}}$	7	8	10	20	50	$\infty$
$k$	2,43	2,37	2,28	2,13	2,05	2,00

Una vez obtenido el factor de cobertura  $k$ , se hallara el factor de incertidumbre expandida:

$$U = k \cdot u(\text{rep})_i$$

Por último se hallará la incertidumbre global de uso

$$U^2 = C_m + U$$

Otro dato que se puede obtener es el error medio de la serie, que se calcula de la siguiente manera:

$$C_{m_{\text{serie}}} = \frac{\sum |P_{xi} - P_{Ri}|}{10}$$

## TABLA DE DATOS

Presión de referencia (P <sub>Ri</sub> ) (bar)	1º serie (bar)		2º serie (bar)		3º serie (bar)		$\frac{\sum_{i=1}^n C_i}{n}$	Valor medio (V)	Corrección valor medio (C <sub>m</sub> )	u (rep)	u (C <sub>i</sub> )	k	U	U'
	c (P <sub>xi</sub> )	d (P <sub>xi</sub> )	c (P <sub>xi</sub> )	d (P <sub>xi</sub> )	c (P <sub>xi</sub> )	d (P <sub>xi</sub> )								
0,5	0,51	0,47	0,53	0,44	0,55	0,50	0	0,5	0	0,01633	0,01732	2,500	0,04083	0,04083
1,3	1,28	1,28	1,31	1,28	1,31	1,28	0,01	1,29	-0,01	0,00632	0,00856	2,284	0,01443	0,00443
2,2	2,22	2,19	2,21	2,18	2,24	2,19	-0,005	2,205	0,005	0,00922	0,01088	2,352	0,02169	0,02669
3,1	3,12	3,08	3,12	3,08	3,13	3,11	-0,006667	3,10667	0,00667	0,00882	0,01054	2,342	0,02066	0,02733
4	4,06	4,06	4,04	4,04	4,04	4,04	-0,046667	4,04667	0,04667	0,00422	0,00715	2,318	0,00978	0,05645
C <sub>mserie</sub>	0,027		0,027		0,025									

Nota: “c” (creciente) son los valores del manómetro partiendo de cero hasta el máximo valor del manómetro.

“d” (decreciente)son los valores del manómetro partiendo del máximo valor del manómetro y llegando hasta cero.

Como por cada presión nominal (P<sub>Ri</sub>) tenemos 6 lecturas del manómetro (P<sub>xi</sub>), el valor de n = 6



## 6. CONCLUSIONES Y COMENTARIOS

El presente proyecto ha supuesto una gran dedicación a lo largo del año y tres meses que ha tardado en completarse. El esfuerzo realizado se ha visto recompensado con la adquisición de nuevos conocimientos y la profundización de los ya estudiados y aprendidos durante la carrera.

Se han desarrollado nuevos guiones de prácticas para su uso en las diversas asignaturas que el Área de Mecánica de Fluidos imparte a los dos grados implantados en la UPNA (Mecánica y Tecnologías Industriales). Asimismo, se han actualizado los guiones existentes, corrigiendo erratas y mejorando las figuras y gráficas.

El objetivo de este proyecto fin de carrera ha sido dotar al Área de Mecánica de Fluidos de un mayor número de prácticas disponibles para que el alumno adquiriera una formación académica más completa. Con los conocimientos adquiridos en las clases de teoría y con la realización de las prácticas, el alumno debería ser capaz de desarrollar las mismas sin más que una pequeña explicación, por parte del profesor, del manejo de los distintos componentes del laboratorio y normas de seguridad.

Durante su desarrollo se han tenido que superar una serie de obstáculos y contratiempos debidos en su mayoría al prolongado tiempo de inactividad de algunos equipos.

Por ejemplo, en el caso del banco de ensayos para golpe de ariete, se tuvo que limpiar varias veces el circuito de tuberías antes de poder utilizar el equipo. Por otra parte, el sistema de almacenamiento de datos del osciloscopio utilizado está en desuso, lo que dificultó la obtención de las curvas registradas.

Un caso parecido se dio con la balanza hidráulica de pesas muertas. La suciedad acumulada, a pesar de la utilización de agua destilada, no permitía la utilización del equipo, por lo que fue necesario proceder a su desmontaje y limpieza.

Al utilizar la turbina Kaplan también se encontró un serio problema al detectar un calentamiento anormal de algunos componentes del mecanismo de regulación de los álabes del rodete. Se vio que este sistema de regulación tenía un mal diseño que ocasionaba el rozamiento excesivo entre las dos piezas que unían las partes fija y móvil del mecanismo, originando el calentamiento y una pérdida importante de rendimiento. Además, este mal diseño provocaba vibraciones que impedían una correcta lectura del par y la apertura indeseada de los álabes. Gracias al nuevo sistema que elimina las partes en rozamiento constante y utiliza un conjunto de placas, se ha logrado evitar el calentamiento, la vibración y la apertura de los álabes, con lo que el rendimiento obtenido ha pasado de un 35% a un 50%.

Durante la realización de las prácticas que utilizaban las turbinas Francis y Kaplan, se comprobó que el tacómetro que indica la velocidad de giro de éstas daba valores erróneos debido a una mala calibración. Utilizando el manual de instrucciones del equipo se calibraron todos los tacómetros del laboratorio. Esto no impidió, sin embargo, que el sensor del tacómetro de una de las instalaciones no funcionase correctamente y fuera necesaria la utilización de un tacómetro óptico manual.

Por otra parte, el estudio de las turbinas Turgo y Banki, proyectado en un principio, no se pudo llevar a cabo debido a que no estaban en condiciones operativas y a que el tiempo requerido para su puesta a punto excedía el que se le había asignado al proyecto.



La no realización de unos guiones de prácticas para estas dos turbinas mencionadas no empaña el resultado final del presente proyecto fin de carrera, ya que se ha duplicado el número de prácticas y se ha estudiado casi la totalidad de los equipos disponibles en el laboratorio, reforzando así los conocimientos teóricos vistos en clase.

Por otra parte, gracias a la utilización de una estructura ordenada e igualitaria para todos los guiones, estos se encuentran cohesionados y todos los apartados siguen un orden lógico que facilitan la familiarización del alumno con los guiones y el estudio de los mismos.

El rigor teórico, matemático y lingüístico que se ha tenido en cuenta a la hora de realizar cada guión de prácticas, junto a los fundamentos teóricos que se han incluido, hace que estos sean claros y sencillos de comprender y fáciles de realizar tanto en los talleres como en casa. Por su parte, las fotografías y esquemas de los equipos usados hacen que el estudio y realización de las prácticas resulten más cercanos al alumno, más “reales”.

Paralelamente, se han realizado unos guiones idénticos a los de los alumnos, pero para el profesor. Estos contienen todos los resultados pedidos a los alumnos, para lo que se han tomado los datos necesarios para que los resultados sean fiables y concluyentes. En el caso de los alumnos el número de datos pedidos se han ajustado para que el resultado de la práctica sea correcto y la duración de la misma sea adecuada (entre una y dos horas).

Al realizar este proyecto se ha tenido en todo momento presente que formará parte en el aprendizaje de los futuros graduados, por lo que su desarrollo se ha ejecutado de acuerdo a su importancia.





## 7. BIBLIOGRAFÍA

### LIBROS

- [1] Claudio Mataix, *Turbomáquinas hidráulicas*, Ed. ICAI. 1975.
- [2] José Agüera Soriano, *Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas (5ª edición actualizada)*, Ed. Ciencia 3, S.L. 2002.
- [3] Frank M. White, *Mecánica de fluidos (Quinta edición)*, McGraw-Hill, 2004.
- [4] Nicolás García Tapia, *Ingeniería Fluidomecánica (Segunda edición revisada y ampliada)*, Secretariado de publicaciones e intercambio editorial, Universidad de Valladolid, 2002
- [5] Uriel Mancebo del Castillo, *Teoría del golpe de ariete y sus aplicaciones en ingeniería hidráulica*, Ed. Limusa S.A. 1987.

### PROYECTOS FIN DE CARRERA

- [1] Álvaro Martínez Ezquieta, *Diseño y construcción de una turbina Kaplan*, Universidad Pública de Navarra, 1999.
- [2] David Astráin Ulibarrena, *Diseño, proyecto y construcción de una turbina Pelton para el laboratorio de mecánica de fluidos*, Universidad Pública de Navarra, 1995.

### RECURSOS DIGITALES

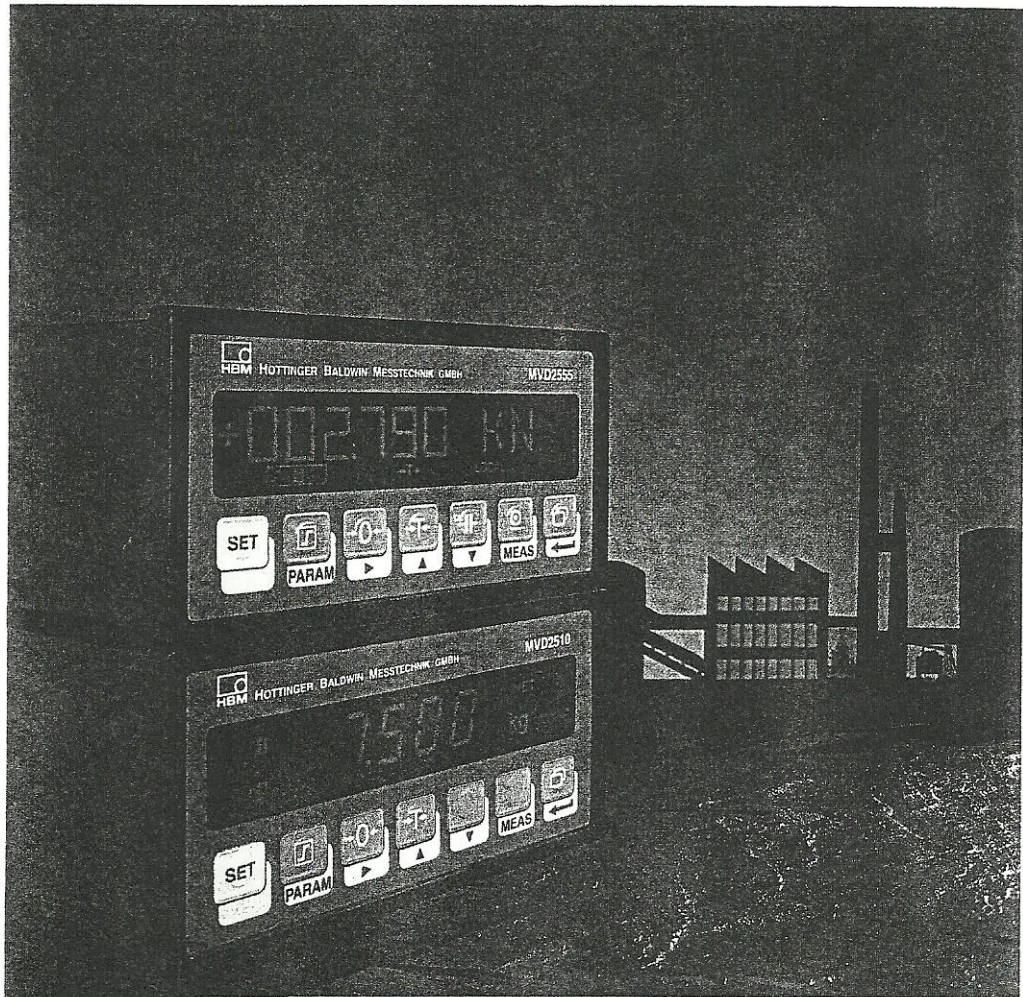
- [1] Pedro Fernández Díez, *Libros sobre ingeniería energética*, Universidad de Cantabria, [web en línea] <<http://es.libros.redsauce.net/>>
- [2] Universidad Pública de Navarra, [web en línea] <<http://www1.unavarra.es/conocerlauniversidad/historia>> [consulta: 15-3-2012]
- [3] Ariel R. Marchegiani, *Unidad 5: Turbomáquinas: Las turbinas hidráulicas*, Universidad Nacional del Comahue (Argentina), [documento en línea] <<http://fainweb.uncoma.edu.ar/La.M.Hi/textos/Pequeñas centrales/UNIDAD5.pdf>>



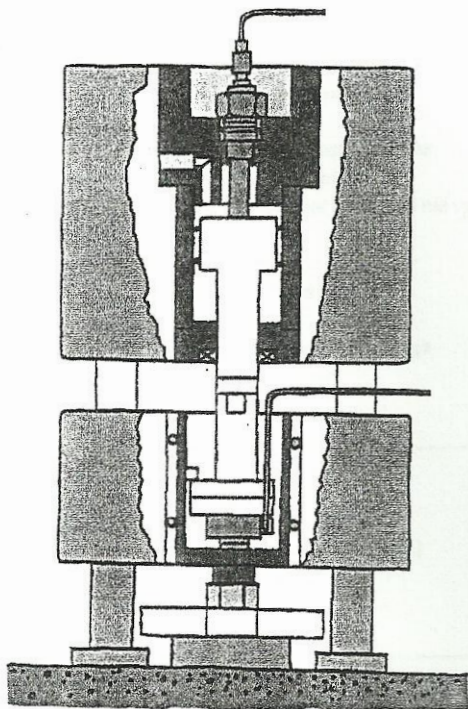


# Control panel measuring amplifiers from HBM... ...always one step ahead

MVD2555, MVD2510



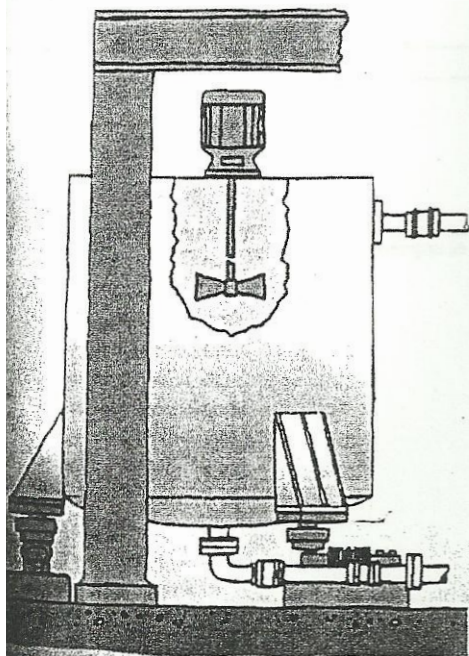
	MVD 2555	MVD 2510
Application	Process control and test rigs	Industrial weighing
Connectable transducers	Strain gauge, inductive LVDT, potentiometric, piezoresistive	Strain-gauge full bridge
Amplifier principle	Carrier frequency	DC voltage
Measuring frequency range	0.05...200Hz (16 bit)	0...5Hz (16 bit)
Display	10-figure alpha-numeric LCD	4-1/2 figure numerical LED
Automatic tare adjustment	Yes	Yes
Peak value store	2	-
Limit switches (24V select. isol.)	4	2
Scaleable analog output (D/A)	Yes	Yes
Serial interface RS-232-C	Yes	-
Storage of parameter settings,	8	1
Locking of single keys	possible	possible
Accuracy class	0.1	0.1
EMC according to EU guidelines	CE symbol	CE symbol



## MVD 2555

Many measurement tasks in the field of industrial test rigs and automatic production/assembly processes can be solved very simply and reliably with the MVD 2555. Force, pressure, displacement and torque transducers based on different technologies can be connected to the carrier frequency amplifiers which are particularly stable and insensitive to interference. The wide measurement frequency range and the digital filter adjustable over a range of steps enables the best adaptation to the measurement problem.

Apart from the actual amplifier function, two minimum/ maximum stores and four limit switches with PLC-compatible outputs are available. The measurement output can be provided through a freely scalable analogue output and via the serial RS-232-C interface. Freely programmable control inputs and outputs facilitate trouble-free communications with automation systems.



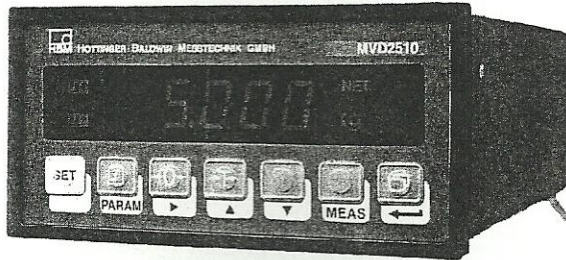
## MVD 2510

The MVD 2510 is tailor-made for applications in industrial weighing with strain-gauge load cells and which are not subject to official calibration. Typical examples are container and silo weighing as well as gravimetric level measurement. The MVD 2510 can supply up to four parallel-wired load cells. Apart from the high quality DC amplifier, the instrument also has a digital filter which, with 0.05Hz, even effectively suppresses low frequency container vibrations. Two limit switches are available for supervisory functions which, for example, ena-

ble overflow monitoring or a simple dosage control to be provided. The freely scaleable analogue output offers further ways of obtaining individualised signal conditioning.

# MVD2510

Amplifier for panel mounting



- For weighing applications, e.g. for container and silo weighing
- DC amplifier for strain-gauge full bridges from 80...5000 $\Omega$
- Easy operation via rugged, industrial keyboard
- 4 1/2 figure LED display with various special characters
- Auto-tare function
- 2 limit switches
- Scaleable analogue output ( $\pm 10$  V,  $\pm 20$  mA, 4...20 mA)

## Technical Data

Type		MVD2510					
Mains/supply voltage	V	115/230; +6%; -10%					
Power consumption, max.	Hz	48...60					
Fusible-link fuse (slow blow)	VA	8					
	mA	200 (115V) / 100 (230V)					
DC amplifier							
Bridge excitation voltage ( $\pm 5\%$ )	V <sub>B</sub>	$\pm 2.5$ V					
Transducers that can be connected							
Strain-gauge full bridges	$\Omega$	80...5000					
Permissible cable length between transducer and amplifier	m	500					
Measuring ranges, adjust. (-1dB)		0.05...5					
Measuring range	Hz	0.2...3.8					
Bridge balance range	mV/V	$\pm 3.8$					
Measuring frequency range	mV/V						
Butterworth low pass (2nd order)		Nom. val. f <sub>c</sub> (Hz)	-1dB (Hz)	-3dB (Hz)	Phase del. (ms)	Rise time (ms)	Overshoot (%)
		5	4.9	6.9	100	54	5
		2	2.0	3.6	140	100	-
		1	1.0	1.8	200	196	-
		0.5	0.48	0.86	290	406	-
		0.2	0.21	0.39	580	900	-
		0.1	0.105	0.195	1070	1800	-
		0.05	0.050	0.099	2140	3600	-
Noise voltage (typical)							
without filter	$\mu$ V/V <sub>pp</sub>	<0.4					
with filter	$\mu$ V/V <sub>pp</sub>	<0.2					
Max. permissible comm. mode volt.	V	$\pm 2$					
Common-mode rejection	dB	>120					
Max. permissible voltage on input	V	$\pm 5$					
Linearity deviation	%	<0.02					
Long-term drift over 48 hours							
After 15 minutes warm-up	$\mu$ V/V	<0.3					
Effect of 10K ambient temperature change							
Zero point	$\mu$ V/V	< 0.4					
Sensitivity	%	< 0.05					

## Technical Data

Type		MVD2510
<b>Analogue output</b>		
Impressed voltage	V	±10V
Permissible load resistance, min.	kΩ	5
Internal resistance, max.	Ω	1.5
Impressed current	mA	±20; 4...20
Permissible load resistance, max.	Ω	500
Internal resistance, min.	kΩ	100
Analogue output can represent gross and net values		
Noise voltage	mV <sub>SS</sub>	10, typ.
Residual carrier (300 Hz)	mV <sub>SS</sub>	5
Long-term drift over 48 hours (After 30 minutes warm-up)	mV	< 3
<b>Effect of 10K ambient temperature change</b> (effect additional to digital value)		
Zero point	mV	< 5
Sensitivity	%	< 0.1
<b>Limit switches</b>		
Quantity		2
Comparison level		Gross, net value
Reference voltage (independently adjust.)	V	-10 ...+10
Factory setup, hysteresis	V	0.1
Setting accuracy	mV	0.33
Response time	ms	25
<b>Control outputs (Limits 1 &amp; 2, Warning)</b>		
Nom. voltage, ext. supply voltage	V	24
Permissible supply voltage range	V	6...30
Output current, max.	A	0.5
Short-circuit current, typ.	A	0.8
Short-circuit duration		unlimited
Insulation voltage, typ.	V <sub>eff</sub>	350
<b>Control inputs</b>		
Input voltage range, LOW	V	0...5
Input voltage range, HIGH	V	10...24
Input current, typ., HIGH level=24V	mA	12
Taring response time	ms	25
<b>Parameter store (EEPROM)</b>		1 set of data
<b>Display</b>		
No. of digits	mV	4 1/2 figure 7-segment display and various special characters
Digit height	mm	
Type		
<b>Keyboard</b>		LED display
		Membrane keyboard covering 7 key elements on the circuit board
<b>Effect of operating voltage with changes in the stated range, ref. to full scale</b>		
Zero point	%	0.01
Sensitivity	%	0.01
Nominal temperature range	°C	-20...+60
Service temperature range	°C	-20...+60
Storage temperature range	°C	-20...+70
Protection to IEC60 529		IP40 (whole instrument IP51 (front membrane keyboard))
Protection class		I
Dimensions, overall (WxHxD)	mm	153 x 72 x 212
Front panel dimensions	mm	144 x 72
Front panel cut-out (to DIN 43 700)	mm	138 x 68
Weight, approx.	kg	1

**CONFIGURACIÓN DEL DISPLAY DIGITAL  
MIGHTY-1C PARA LA MEDIDA DE  
REGÍMENES DE GIRO**





## CONFIGURACIÓN: MODO TACÓMETRO

Los dispositivos que se emplean en los equipos del Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas para medir el régimen de giro de las distintas turbinas que se disponen, son capaces de medir una amplia variedad de aplicaciones de control, incluyendo frecuencia, período, posición o velocidad, entre otros. Para la configuración del dispositivo como tacómetro se deberán seguir estos pasos.

Partimos de la página 13 del manual del MIGHTY 1C, que se incluye en este apartado de anexos del proyecto. En dicha página aparece la siguiente configuración para medir regímenes de giro.

### DISPLAY FREQUENCY IN Hz WITH 1 Hz RESOLUTION

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6
InPut				r	A	t	E
SEtUP			0	0	0	0	0
ConFiG				1	0	0	0
dSPyNo						0	1
GAtE t			0	0	0.	2	2
ti Out			0	0	1.	0	0
FiLtEr			0	0	1	0	5
SLOPE						0	1
DecPt1		1	1	1	1	1	1.
SCALE1		1.	0	0	0	0	0
OFFSt1		0	0	0	0	0	0
CALib	-		0	0	0	0	0

A O n L y

1

Do Not Change Calib

Dicha configuración será la que se deberá emplear en los equipos del laboratorio, con una excepción. El término “SCALE1” deberá ser modificado para que se ajuste al número de dientes de nuestro equipo, según la siguiente ecuación:

$$SCALE1 = \frac{1 \text{ Hz}}{n^{\circ} \text{ de dientes}} = \frac{60 \text{ rpm}}{n^{\circ} \text{ de dientes}}$$

Por ejemplo, en el caso de las turbinas Francis, el equipo del tacómetro dispone de cuatro dientes, que enviarán cuatro impulsos al sensor del tacómetro por cada vuelta. Por tanto, la escala que deberá introducirse será:

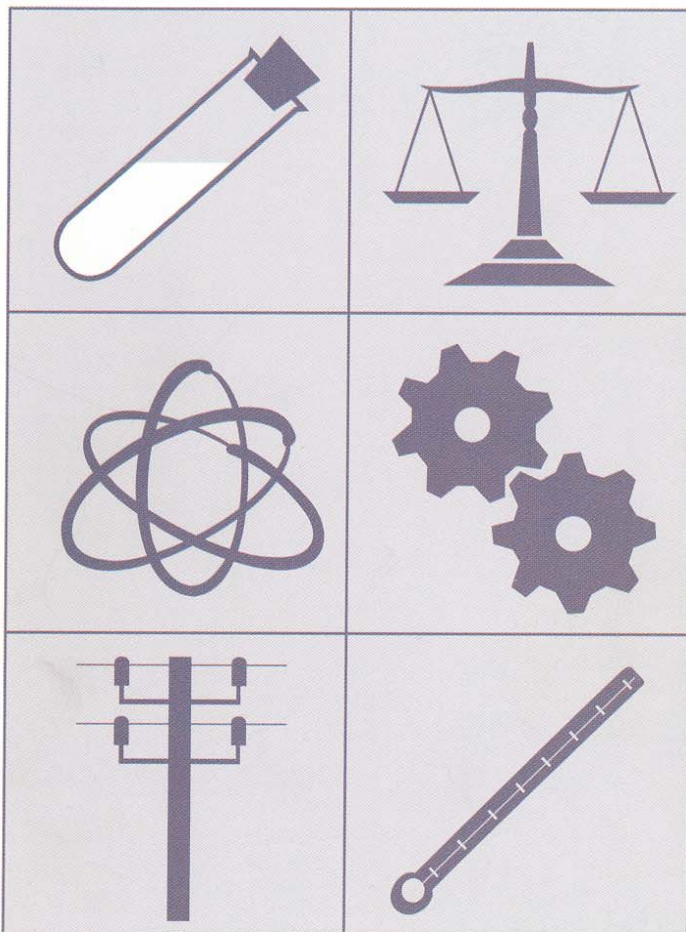
$$SCALE1 = \frac{60 \text{ rpm}}{n^{\circ} \text{ de dientes}} = \frac{60}{4} = 15 \text{ rpm/diente}$$

Por lo que el término “SCALE1” deberá ser modificado de la siguiente forma:

SCALE1	1.	5	0	0	0	0	0	1	0
--------	----	---	---	---	---	---	---	---	---

# Metrología

## PROCEDIMIENTO DE CALIBRACIÓN



### PROCEDIMIENTO ME-003 PARA LA CALIBRACIÓN DE MANÓMETROS, VACUÓMETROS Y MANOVACUÓMETROS

m 08



GOBIERNO DE ESPAÑA

MINISTERIO DE INDUSTRIA, TURISMO Y COMERCIO



Este procedimiento ha sido revisado, corregido y actualizado, si ha sido necesario.

La presente edición se emite en formato digital. Hay disponible una edición en papel que se puede adquirir en nuestro departamento de publicaciones.

Este procedimiento de calibración es susceptible de modificación permanente a instancia de cualquier persona o entidad. Las propuestas de modificación se dirigirán por escrito, justificando su necesidad, a cualquiera de las siguientes direcciones:

Correo postal  
Centro Español de Metrología  
C/ del Alfar, 2,  
28760 Tres Cantos, Madrid

Correo electrónico  
[cem@cem.es](mailto:cem@cem.es)



## ÍNDICE

	Página
1. ANTECEDENTES.....	4
2. OBJETO .....	4
3. ALCANCE .....	4
4. DEFINICIONES .....	5
5. GENERALIDADES .....	9
6. DESCRIPCIÓN.....	11
6.1. Equipos y materiales .....	11
6.2. Operaciones previas .....	13
6.3. Proceso de calibración.....	16
6.4. Toma y tratamiento de datos .....	18
7. RESULTADOS .....	19
7.1. Cálculo de incertidumbres .....	19
7.2. Interpretación de resultados .....	26
8. REFERENCIAS .....	27
9. ANEXOS .....	27



## 1. ANTECEDENTES

Este procedimiento en su Edición 0 se denominaba “Procedimiento ME-003 para la calibración de manómetros tipo bourdon”, dado que no solo es aplicable a la calibración de dichos instrumentos, sino que se puede aplicar a cualquier medidor de presión relativa de exactitud peor o igual que el 0,05 % de su límite superior de medida se ha decidido cambiarle el nombre por el de “Calibración de manómetros, vacuómetros y manovacúómetros”.

## 2. OBJETO

Este procedimiento tiene por objeto definir la sistemática utilizada para la calibración de manómetros, vacuómetros y manovacúómetros de lectura directa de presiones relativas con relación a la presión atmosférica, cuya clase sea igual o peor a 0,05.

Una parte muy importante de los instrumentos que requieren calibración en el área de presión pertenece a este tipo por lo que es necesario dedicarles una atención especial.

## 3. ALCANCE

Este procedimiento sirve para la calibración de manómetros, vacuómetros y manovacúómetros, de funcionamiento en medio líquido o en medio gas, mediante el método de comparación con otro manómetro utilizado como patrón.

Este procedimiento aplica a manómetros cuya exactitud no supere el 0.05% de su intervalo de medida.

El rango de aplicación de estos instrumentos, normalmente, va desde -0,1 MPa hasta 70 MPa cuando el fluido utilizado es un gas, y hasta 160 MPa cuando el fluido manométrico es un líquido, aunque se pueden encontrar manómetros fuera de estos rangos, de ahí su amplia aceptación a nivel industrial.



#### 4. DEFINICIONES

Son de aplicación las definiciones generales de la referencia [1] que se indican a continuación, además de otras específicas para el presente procedimiento.

##### Unidad derivada (de medida) [1] (1.14)

Unidad de medida de una magnitud derivada en un sistema de magnitudes dado.

##### NOTA

Determinadas unidades derivadas tienen nombres y símbolos especiales; por ejemplo, en el SI:

Magnitud	Unidad derivada SI	
	Nombre	Símbolo
Fuerza	Newton	N
Energía	Joule	J
Presión	Pascal	Pa

##### Presión absoluta [2]:

Presión medida cuando la referencia es el vacío.

##### Presión relativa [2]:

Presión medida cuando la referencia es la presión atmosférica.

##### Presión diferencial [2]:

Se aplica a todos aquellos casos donde la presión de referencia llamada “presión estática” o “presión de línea”, es diferente del vacío o de la presión atmosférica.



### Ajuste (de un instrumento de medida) [1] (4.30)

Operación destinada a llevar un instrumento de medida a un estado de funcionamiento conveniente para su utilización.

NOTA:

El ajuste puede ser automático, semiautomático o manual.

### División de escala [1] (4.20)

Parte de una escala comprendida entre dos trazos consecutivos cualesquiera.

### Resolución (de un dispositivo visualizador) [1] (5.12)

La menor diferencia de indicación de un dispositivo visualizador que puede percibirse de forma significativa.

NOTAS:

Para un dispositivo visualizador digital, diferencia de la indicación que corresponde al cambio de una unidad en la cifra menos significativa.

Este concepto se aplica también a un dispositivo registrador.

### Calibración [1] (6.11)

Conjunto de operaciones que establecen, en condiciones especificadas, la relación entre los valores de una magnitud indicados por un instrumento de medida o un sistema de medida, o los valores representados por una medida materializada o por un material de referencia, y los valores correspondientes de esa magnitud realizados por patrones.

NOTAS

El resultado de una calibración permite atribuir a las indicaciones los valores correspondientes del mensurando o bien determinar las correcciones a aplicar en las condiciones.



Una calibración puede también servir para determinar otras propiedades metroológicas tales como los efectos de las magnitudes de influencia.

Los resultados de una calibración pueden consignarse en un documento denominado, a veces, certificado de calibración o informe de calibración.

### Desviación estándar experimental [1] (3.8)

Para una serie de  $n$  mediciones de un mismo mensurando, la magnitud  $s$  que caracteriza la dispersión de los resultados, dada por la fórmula:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}} \quad (1)$$

siendo  $x_i$  el resultado de la  $i$ -ésima medición y  $\bar{x}$  la media aritmética de los  $n$  resultados considerados.

#### NOTAS:

Considerando la serie de  $n$  valores como muestra de una distribución,  $\bar{x}$  es un estimador insesgado de la media  $\mu$ , y  $s^2$  es un estimador insesgado de la varianza  $\sigma^2$  de dicha distribución.

La expresión  $s/\sqrt{n}$  es una estimación de la desviación estándar de la distribución de  $\bar{x}$  y se denomina **desviación estándar experimental de la media**.

La desviación estándar experimental de la media en ocasiones se denomina, incorrectamente, **error de la media**.

### Error (de indicación) de un instrumento de medida [1] (5.20)

Indicación de un instrumento de medida menos un valor verdadero de la magnitud de entrada correspondiente.

#### NOTAS

Dado que un valor verdadero no puede determinarse, en la práctica se utiliza un valor convencionalmente verdadero.





Este concepto se aplica principalmente cuando se compara el instrumento con un patrón de referencia.

Para una medida materializada, la indicación es el valor que le ha sido asignado.

### Incertidumbre de medida [1] (3.9)

Parámetro, asociado al resultado de una medición, que caracteriza la dispersión de los valores que podrían razonablemente ser atribuidos al mensurando.

#### NOTAS:

El parámetro puede ser, por ejemplo, una desviación estándar (o un múltiplo de ésta) o la semiapertura de un intervalo con un nivel de confianza determinado.

La incertidumbre de medida comprende, en general, varios componentes. Algunos pueden ser evaluados a partir de la distribución estadística de los resultados de series de mediciones y pueden caracterizarse por sus desviaciones estándar experimentales. Los otros componentes, que también pueden ser caracterizados por desviaciones estándar, se evalúan asumiendo distribuciones de probabilidad, basadas en la experiencia adquirida o en otras informaciones.

Se entiende que el resultado de la medición es la mejor estimación del valor del mensurando, y que todos los componentes de la incertidumbre, comprendidos los que provienen de efectos sistemáticos, tales como los componentes asociados a las correcciones y a los patrones de referencia, contribuyen a la dispersión.

Esta definición es la de la “Guía para la expresión de la incertidumbre de medida” [3] donde sus bases están expuestas con detalle (en particular ver 2.2.4 y anexo D).

### Trazabilidad [1] (6.10)

Propiedad del resultado de una medición o de un patrón tal que pueda relacionarse con referencias determinadas, generalmente a patrones nacionales o internacionales, por medio de una cadena ininterrumpida de comparaciones teniendo todas las incertidumbres determinadas.

#### NOTAS:



A menudo, este concepto se expresa por el adjetivo trazable.

La cadena ininterrumpida de comparación se denomina cadena de trazabilidad.

### Clase de precisión [6] (4.5)

Clase de un manómetro que satisface a ciertas exigencias metrológicas destinadas a conservar los errores dentro de los límites especificados.

## 5. GENERALIDADES

Los manómetros, vacuómetros o manovacúómetros constan de un elemento sensible a la presión, un dispositivo de transmisión de la indicación y un indicador del valor de la presión.

De los instrumentos de medida de presión por esfuerzo de un medio elástico el más utilizado es el tipo bourdon. El manómetro de ese tipo data del año 1849 cuando el técnico francés del mismo nombre lo diseñó. Es el elemento más utilizado en la industria por su simplicidad de uso, pequeño mantenimiento, gran rango de aplicación y bajo costo.

Consiste básicamente en un tubo de sección elíptica, curvada en forma de arco y tapado por un extremo, el otro extremo es fijo y por él se aplica la presión a medir. Al aplicar la presión al tubo éste tiende a enderezarse ligeramente, y el movimiento resultante del extremo cerrado del tubo se transmite a una aguja indicadora mediante un sistema mecánico compuesto por un sector dentado y un piñón. La aguja indicadora se mueve sobre una escala graduada en unidades de presión.

Existen otro tipo de elementos sensibles a la presión: mecánicos como la membrana y la cápsula o de tipo electrónico como piezoeléctrico, capacitivo, resistivo, etc.

Estos manómetros se utilizan en general en cadenas de medida, también como patrones secundarios o patrones de trabajo dada su robustez y manejabilidad; en algunos laboratorios, a nivel industrial, son utilizados como Patrones de Referencia.



Los errores típicos de los manómetros van desde el 0.05 % de su rango de medida para los de máxima precisión hasta el 4%. Se recomienda para su calibración utilizar otro manómetro como patrón cuya incertidumbre sea al menos 1/4 de la exactitud del manómetro a calibrar.

La calibración consistirá en la comparación directa entre el Patrón a utilizar y el manómetro a calibra, a un nivel de referencia previamente definido y que se elegirá de tal manera, que las correcciones a realizar sean nulas o, mínimas.

### Unidades y simbología utilizadas en este procedimiento

La unidad de Presión en el SI es el pascal, unidad derivada cuyo símbolo es Pa. Otras unidades utilizadas son: el bar =  $10^5$  Pa y el mmHg = 133,322 Pa. También aparece a lo largo del procedimiento el símbolo: % hr, que se refiere al porcentaje de humedad relativa.

## 6. DESCRIPCIÓN

### 6.1. Equipos y materiales

Como tales se entiende no solamente los medios para generar y medir, sino todos los equipos accesorios: tuberías, llaves, racores etc., y serán los siguientes:

#### 6.1.1. Patrón o Patrones de Trabajo

Como tal se utilizará un manómetro de precisión que puede ser analógico o digital y con una incertidumbre deseable de medida del Patrón al menos cuatro veces mejor que la incertidumbre máxima que se espera del manómetro a calibrar. (La clase siempre es indicativa aunque no siempre refleje la realidad del manómetro a calibrar). Deberá tener vigente su certificado de calibración, trazable a una Entidad Acreditada o a un Laboratorio Nacional y cubrir todo el rango del manómetro a calibrar.



El manómetro utilizado como patrón podrá ser del tipo “Controlador de presión” que son aquellos que tienen integrado un sistema de regulación y control de la presión.

Como ejemplo para la calibración de un manómetro de incertidumbre máxima esperada 2.0 kPa, sería deseable disponer de un manómetro de incertidumbre inferior a 5 kPa.

#### 6.1.2. Generador y Controlador de Presión

Es necesario disponer de un medio para generar las presiones a medir, en ocasiones, cuando el manómetro a calibrar no es muy preciso, podría utilizarse simplemente un buen manoreductor; pero lo mejor es disponer de un generador de presión con regulador grueso y fino capaz de estabilizar el sistema perfectamente y que sea capaz de regular con valores mejores que la resolución del manómetro a calibrar.

#### 6.1.3. Separador de Fluidos

En algunos casos los fluidos utilizados por el patrón y el instrumento a calibrar son incompatibles, por lo que se hace necesario disponer de un medio para separar ambos y que no introduzca mucha incertidumbre al resultado final de la medida. Básicamente es un sensor de presión diferencial, algunos con un detector de nulo para hacerlos más precisos.

#### 6.1.4. Medidores de Condiciones Ambientales

Para este tipo de instrumentos en general las correcciones a aplicar por variación en las condiciones ambientales suelen ser muy pequeñas y tener poca influencia en el valor final de la incertidumbre asignada, pero en condiciones extremas de uso pueden ser importantes, aparte de las correcciones que hubiera



de realizar en los patrones por este motivo que puede ser significativo.

Se recomienda utilizar para la medida de condiciones ambientales instrumentos con exactitud de al menos  $1\text{ }^{\circ}\text{C}$  para la medida de la temperatura y  $\pm 5\%$  hr para la medida de la humedad relativa.

#### 6.1.5. Racores, Llaves de Aislamiento y Tuberías

Es importante disponer de tuberías adecuadas al fluido y la presión utilizadas, así como de los racores, llaves y purgas que cumplan con las normas vigentes de seguridad.

Para medida de presiones neumáticas bajas es recomendable el uso de tuberías de nylon flexibles; para presiones hidráulicas de tuberías de acero inoxidable.

#### 6.1.6. Detectores de fugas

Como elemento para comprobar la estanqueidad del circuito de medida en sistemas neumáticos será suficiente con una solución jabonosa que se verá ligeramente en las uniones y racores sospechosos de fuga.

En sistemas hidráulicos no son necesarios, pues con una simple inspección visual pueden encontrarse las fugas.

#### 6.1.7. Otros

También deberá disponerse de una regla metálica o nivel de alturas, y conocer su incertidumbre, para medir la diferencia de alturas entre los niveles de referencia.

### 6.2. Operaciones previas



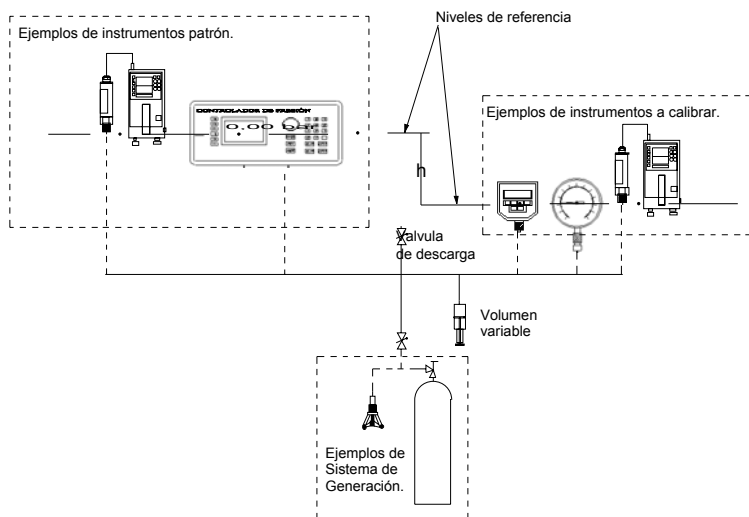
Antes de realizar la calibración se realizarán una serie de comprobaciones preliminares procediéndose a una inspección visual general.

- a) Se comprobará que el manómetro esté identificado con su marca, modelo y número de serie correspondiente, o con un código interno del propietario. En este tipo de manómetros es bastante corriente encontrarse instrumentos sin modelo, marca o número de serie, en este caso se le asignará un código de identificación que se grabará o fijará de forma adecuada sobre el manómetro.
- b) Se comprobará el estado de la carátula y aguja indicadora, para manómetros analógicos y del dispositivo indicador para manómetros digitales. Además se comprobará la respuesta a las variaciones de presión para ambos.
- c) Los manómetros que vayan a ser utilizados con oxígeno, acetileno o cualquier fluido tóxico o inflamable, deberá estar igualmente identificado siguiendo la normativa vigente. Cualquier duda sobre el fluido utilizado (líquido o gas), se consultará con el peticionario de la calibración. Cualquier anomalía detectada se hará saber al cliente antes de realizar ninguna medida.
- d) Las condiciones ambientales, en cuanto a temperatura y humedad estarán dentro de los márgenes especificados por los fabricantes de manómetro a calibrar y del manómetro utilizado como patrón.
- e) Más importante que estar a una temperatura determinada es su estabilidad; deberán medirse las oscilaciones térmicas durante la calibración para realizar las correcciones si fuesen necesarias (en función de la incertidumbre esperada), y calcular la incertidumbre correspondiente a este factor de influencia.
- f) Se comprobarán fugas en los sistemas hidráulicos o neumáticos, y se desperezará el manómetro subiendo y bajando presión dos o tres veces hasta fondo de escala. Una idea de la existencia de fugas nos las dará una indicación del manómetro inestable que van disminuyendo de forma continua. Esta comprobación cobra especial



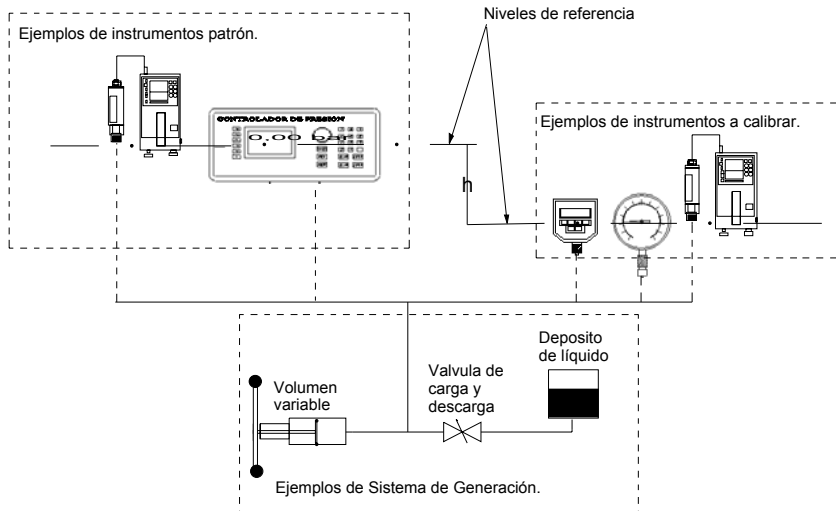
relevancia cuando el patrón utilizado es un controlador de presión y la calibración se realiza con el patrón controlando el valor de presión en el momento de registrar las indicaciones de los instrumentos. Ya que una fuga en el sistema de calibración ocasionaría que la presión a la que están sometidos patrón e instrumento a calibrar no fueran iguales.

- g) Manómetro y Patrón se colocarán al mismo nivel de referencia, siempre que sea posible, para minimizar las variaciones de presión por diferencia de alturas. En caso contrario se harán correcciones.
- h) El Patrón se programará a ser posible en las mismas unidades que el manómetro a calibrar.
- i) Una vez que se ha comprobado el estado de todos los equipos y medios auxiliares y que estos han alcanzado la estabilidad térmica y eléctrica, se procederá a la calibración del manómetro.
- j) Se seguirá uno de los siguientes esquemas. Los instrumentos que aparecen son solo a título de ejemplo.
  - a) Presión relativa positiva o presión manométrica en medio gas

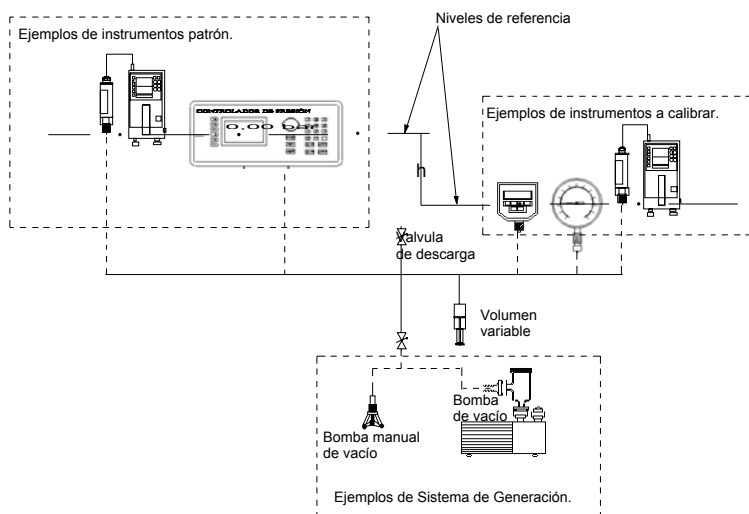




b) Presión relativa positiva o presión manométrica en medio líquido



- c) Presión relativa negativa o presión vacuométrica en medio gas.



### 6.3. Proceso de calibración

#### 6.3.1. Secuencias posibles de calibración

El proceso de calibración seguirá las secuencias descritas a continuación:

- 1) Comprobación inicial en tres puntos  $1/3$ ,  $2/3$  y  $3/3$  del manómetro.

Previamente a la calibración deberán chequearse tres valores en la parte baja, media y alta del manómetro. Estos datos iniciales nos indicarán como se encuentra el instrumento desde su última calibración (si es que disponemos de ella) y si es necesario su ajuste. De esta forma tendremos información del estado del instrumento.



## 2) Ajustes si fuesen necesarios.

Esta secuencia deberá realizarse, siempre previa consulta al usuario, cuando los valores indicados por el instrumento sean mayores a los permitidos según sea su tolerancia o clase, o cuando los errores encontrados sean superiores a unos límites establecido.

## 3) Calibración.

Es la calibración propiamente dicha se debe aplicar siempre después de la primera secuencia o de la segunda, si el cliente ha autorizado el ajuste.

### 5.3.2. Definición de los puntos de medida.

La calibración cubrirá todo el rango del instrumento, se realizarán al menos 5 puntos que estarán regularmente espaciados, desde el 10 % al 100% de su rango, además del cero si no tiene tope. Deberá tenerse en cuenta la posibilidad de que el titular del instrumento elija los puntos de calibración, en este caso el procedimiento se realizará de la misma forma pero en los valores definidos por el usuario.

### 5.3.3. Calibración

Una vez despresado el manómetro y definidos los puntos de calibración, se procederá a calibrar el instrumento.

Con el generador o bomba manual se irá generando presión hasta alcanzar un valor cercano al primer punto definido de presión, a continuación con el volumen variable se ajustará la presión hasta que la lectura del patrón o instrumento sea la deseada. Se recomienda fijar la indicación de la aguja del manómetro a los trazos de la escala cuando el manómetro a calibrar sea analógico, y por el contrario, fijar la indicación del patrón cuando el manómetro a calibrar sea digital.



En el caso de que el manómetro a calibrar sea analógico, la lectura del mismo se realizará después de haberle hecho vibrar ligeramente para evitar errores producidos por fricciones mecánicas.

La medida será válida siempre que el sistema sea estable y no se observen saltos o variaciones en las indicaciones del Patrón e Instrumento.

Se repetirá este paso con los siguientes puntos de calibración, siempre aumentando la presión hasta llegar al valor máximo definido.

El mismo proceso se realizará, pero ahora en sentido de presiones decrecientes hasta llegar al cero del manómetro.

Se realizará la lectura del cero, siempre que sea posible, y se volverá a iniciar el ciclo.

Se recomienda realizar dos series de medidas para manómetros de clase de precisión 0,25 o peor y tres series de medida para manómetros de clase de precisión mejor de 0,25. Las series se realizarán siguiendo los ciclos definidos anteriormente: creciente y decreciente, con lo cual obtendremos cuatro valores por punto de calibración para el primer caso y seis para el segundo.

Una vez finalizada la calibración y antes de quitar el montaje conviene analizar los datos obtenidos por si fuese necesario repetir algún punto de valor dudoso.

#### 6.4. Toma y tratamiento de datos

Todas las anotaciones y observaciones que se realicen durante la calibración deberán quedar reflejadas en la correspondiente hoja de calibración o de toma de datos.

Las anotaciones y datos no deberán realizarse con lapicero.



No se realizarán tachaduras, si se quiere eliminar una anotación debido a una confusión en la toma de datos, se cruzará con dos rayas y al lado se anotará el valor corregido.

Los datos mínimos que deben figurar en la correspondiente hoja serán los siguientes:

- a) Identificación inequívoca de la calibración.
- b) Identificación del patrón y del instrumento.
- c) Lecturas del patrón e instrumento indicando el sentido en que se ha generado la presión.
- d) División de escala y resolución del manómetro.
- e) Anomalías detectadas antes o durante la calibración como pueden ser atascos de la aguja indicadora, saltos bruscos, etc.
- f) Fluido utilizado durante la calibración.
- g) Condiciones ambientales durante la calibración.
- h) Nivel de referencia, cuando sea significativo sobre los resultados finales.
- i) Posición del instrumento durante la calibración, cuando sea significativo sobre los resultados finales.
- j) Fechas de realización.
- k) Identificación del personal que realizó la calibración.
- l) Correcciones realizadas, como puede ser la de calibración del Patrón o la corrección por diferencia de alturas entre niveles de referencia.

Deberán rechazarse de la calibración de los manómetros todas aquellas medidas que no cumplan las exigencias siguientes:

- i) Cualquier duda sobre la bondad de la medida por parte del operador.
- ii) Todas aquellas medidas que se hagan fuera de las condiciones ambientales establecidas por el Laboratorio.
- iii) Aquellas en que no se consiga una buena estabilidad.



## 7. RESULTADOS

### 7.1. Cálculo de incertidumbres

La asignación y expresión de incertidumbres se realizará siguiendo los criterios de la guía CEA-ENAC-LC/02 [4]. En primer lugar se determinará la expresión de la magnitud de salida en función de las distintas magnitudes de entrada, modelando una ecuación para las correcciones de calibración. Realizaremos el cálculo en un punto genérico  $i$ , para el resto de los puntos se realiza de la misma forma.

La ecuación modelo para la corrección de calibración será la siguiente:

$$C_i = P_{Ri} - P_{xi} + \sum_j \delta_j(Pat) + \sum_k \delta_k(Ins) + \Delta_{NR} \quad (1)$$

Donde:

- $C_i$  es la corrección final de calibración.
- $P_{Ri}$  es el valor de la lectura del Patrón en el punto  $i$ .
- $P_{xi}$  es el valor de la lectura del instrumento en el punto  $i$ .
- $\sum_j \delta_j(Pat)$  es la suma de las correcciones debidas al Patrón, nulas o no, que van a tener contribución en la incertidumbre.
- $\sum_k \delta_k(Inst)$  es la suma de las correcciones debidas al instrumento, nulas o no, que van a tener contribución en la incertidumbre.
- $\Delta_{NR}$  es la corrección por diferencia de alturas entre los niveles de referencia.

- El término d) comprende las siguientes correcciones:

- d-1)  $\delta(\text{Pat})_{\text{cal}}$ , corrección de calibración.
- d-2)  $\delta(\text{Pat})_{\text{der}}$ , corrección debida a deriva.
- d-3)  $\delta(\text{Pat})_{\text{tem}}$ , corrección debida a temperatura.

- El término e) comprende las siguientes correcciones:

- e-1)  $\delta(\text{Inst})_{\text{res}}$ , corrección debida a resolución.
- e-2)  $\delta(\text{Ins})_{\text{tem}}$ , corrección debida a temperatura.
- e-3)  $\delta(\text{Ins})_{\text{hist}}$ , corrección debida a histéresis.

- El término f) viene dado por la siguiente expresión:

$$\Delta_{NR} = (\rho_f - \rho_a) \times g_l \times h \quad (2)$$

Donde  $\rho_f$  es la densidad del fluido manométrico y  $\rho_a$  es la densidad del aire.

### Componentes de la incertidumbre

- a.1.)  $\delta(\text{Pat})_{\text{cal}}$ : Debida al Patrón (certificado de calibración). Tipo B

La incertidumbre de calibración del Patrón vendrá reflejada en su certificado de calibración. En los certificados se indican las incertidumbres expandidas, por lo que será necesario dividir el valor indicado por el  $k_{\text{cert}}$  correspondiente. Normalmente no coincidirá el punto de calibración con el valor del certificado, en este caso, se incluirá como componente de incertidumbre la mayor incertidumbre de calibración del Patrón

$$u(\delta(\text{Pat})_{\text{cal}}) = U_{\text{cert}} / k_{\text{cert}} .$$

(Apartado 3.3 de la ref [4])



a.2.)  $\delta(\text{Pat})_{\text{der}}$ : Debida a deriva del Patrón

Es una incertidumbre tipo B, consideraremos una distribución rectangular, su valor vendrá dado por  $u(\delta(\text{Pat})_{\text{der}}) = \text{der} / 2\sqrt{3}$ .

(Apartado 3.3 de la ref [4])

a.3.)  $\delta(\text{Pat})_{\text{tem}}$ : Debida a temperatura (Patrón).

La indicación de Patrón puede cambiar debido a variaciones de temperatura, estos cambios no pueden corregirse y tienen que introducirse como un factor más de incertidumbre. Suele ser el fabricante quien da las especificaciones, que suelen venir en porcentaje del rango del instrumento/grado.

Es una incertidumbre tipo B, se tratará como una distribución rectangular y viene dada por  $u(\delta(\text{Pat})_{\text{tem}}) = \text{tem}(\text{Pat}) / 2\sqrt{3}$ , el valor  $\text{tem}(\text{Pat})$ , se obtendrá de las especificaciones del fabricante.

(Apartado 3.3 de la ref [4])

a.4.)  $\delta(\text{Inst})_{\text{res}}$ : Debida a resolución del manómetro a calibrar.

Incertidumbre tipo B. Puede describirse también por una distribución rectangular y de valor  $u(\delta(\text{Inst})_{\text{res}}) = \text{res} / 2\sqrt{3}$ , siendo  $\text{res}$  la resolución del manómetro.

(Apartado 3.3 de la ref [4])

a.5.)  $\delta(\text{Ins})_{\text{tem}}$ : Debida a temperatura (Instrumento).

Análogamente a lo descrito en el apartado a.4.), tendremos una componente de incertidumbre debida a variaciones térmicas durante la calibración, que afectarán a las lecturas del manómetro



a calibrar. Su valor vendrá dado por  
 $u(\delta(Ins)_{tem}) = tem(Ins) / 2\sqrt{3}$ .

(Apartado 3.3 de la ref [4])

a.6.)  $\delta(Ins)_{hist}$ : Debida a histéresis.

Este factor de incertidumbre se debe a que las indicaciones del manómetro pueden variar una cierta cantidad dependiendo que se obtengan mediante presiones crecientes o decrecientes. Si llamamos *his* al intervalo de posibles lecturas debido a este motivo, su varianza sería  $u(\delta(Ins)_{hist})^2 = (his)^2 / 12$ , y su incertidumbre típica  $u(\delta(Ins)_{hist}) = his / 2\sqrt{3}$ .

(Apartado 3.3 de la ref [4])

a.7.) Debida a la repetibilidad de las medidas ( $P_{Ri} - P_{xi}$ ).

La Incertidumbre debido a la falta de repetibilidad del manómetro viene dada por la siguiente expresión:

$$u(rep) = \frac{1}{\sqrt{n}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n \left( C_i - \frac{\sum_{i=1}^n C_i}{n} \right)^2}{n-1}} \quad (3)$$

Donde:

$u(rep)$  es la incertidumbre aleatoria de tipo A asociada al manómetro.

$n$  es el número de medidas (4 ó 6 según la precisión del manómetro).

$C_i$  es cada una de las correcciones calculadas en un punto en los diferentes ciclos.

(Apartado 3.1 de la ref [4])

a.8.) Debida a diferencia de alturas entre niveles de referencia.

Según la ecuación (2), es función de la densidad del fluido, de la densidad del aire, de la gravedad del laboratorio y de la altura entre los niveles de referencia: la incertidumbre típica se obtiene de aplicar la ley de propagación de incertidumbres a (2):

$$u(\Delta_{NR}) = \sqrt{\left(\frac{\partial \Delta_{NR}}{\partial \rho_f} u(\rho_f)\right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta_{NR}}{\partial \rho_a} u(\rho_a)\right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta_{NR}}{\partial g_l} u(g_l)\right)^2 + \left(\frac{\partial \Delta_{NR}}{\partial h} u(h)\right)^2} \quad (4)$$

Donde:

$u(\rho_f)$  Es la incertidumbre típica de la densidad del fluido. Su valor y su incertidumbre, para un factor de cobertura  $k = 2$ , se obtienen del certificado de calibración del fluido, o en su defecto de las especificaciones del fabricante o de la ecuación de los gases perfectos en el caso de que el fluido sea un gas.

$u(\rho_a)$  El valor de la densidad del aire y su incertidumbre expandida, se obtienen a partir de la Temperatura ambiente, de la presión atmosférica y de la humedad relativa.

Una posible fórmula para evaluarla es:

$$\rho_a = \frac{0,34848 P_{amb} - 0,009024 h \cdot r \cdot 0,061 t_{amb}}{273,15 + t_{amb}} \quad (5)$$

Las diferencias de los valores obtenidos con ésta fórmula respecto de los obtenidos con la formula de 1991 del BIPM

son menores de  $0,01 \text{ kg/m}^3$ . Si se mide la temperatura ambiente con incertidumbre menor de  $0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ; la presión ambiente con incertidumbre menor de  $2 \text{ hPa}$  y la humedad relativa con incertidumbre menor del  $10 \%$ , la incertidumbre de la densidad del aire aplicando la fórmula anterior es menor de  $0,012 \text{ kg/m}^3$ . Si consideramos este valor como el intervalo de variación  $\delta\rho_a$ , la varianza es  $u^2 = (\delta\rho_a)^2/12$ , y la incertidumbre típica debida a la densidad del aire es:

$$u(\rho_a) = \frac{\delta\rho_a}{2\sqrt{3}} \quad (6)$$

$u(g)$  Para la exactitud requerida por este procedimiento se puede utilizarse como valor de la aceleración de la gravedad  $9,80 \text{ m/s}^2$  con una incertidumbre para  $k = 2$  de  $0,05 \text{ m/s}^2$ .

$u(h)$  Normalmente, la diferencia de altura se mide a través de una regla. Su incertidumbre típica se obtienen a partir de la del certificado de calibración de la regla, de la deriva de la regla y del método de medida de la diferencia de alturas, normalmente esta última es la contribución dominante.

En la tabla 1 resume el cálculo de la incertidumbre típica por diferencia de alturas:

Magnitud $X_i$	estimación $x_i$	incertidumbre típica $u(x_i)$	distribución de probabilidad	coeficiente de sensibilidad $c_i$	incertidumbre $u_i(y)$
Densidad del fluido	$\rho_f$	$u(\rho_f)$	rectangular	$\frac{\partial \Delta_{NR}}{\partial \rho_f} = g_f \times h$	$g_f \times h \times u(\rho_f)$
Densidad del aire	$\rho_a$	$u(\rho_a)$	rectangular	$\frac{\partial \Delta_{NR}}{\partial \rho_a} = -g_f \times h$	$\frac{\partial \Delta_{NR}}{\partial \rho_a} = -g_f \times h$
Gravedad local	$g$	$u(g)$	rectangular	$\frac{\partial \Delta_{NR}}{\partial g_f} = (\rho_f - \rho_a) \times h$	$\frac{\partial \Delta_{NR}}{\partial g_f} = (\rho_f - \rho_a) \times h$
Diferencia de altura	$h$	$u(h)$	rectangular	$\frac{\partial \Delta_{NR}}{\partial h} = (\rho_f - \rho_a) \times g_f$	$\frac{\partial \Delta_{NR}}{\partial h} = (\rho_f - \rho_a) \times g_f$

Corrección por nivel de referencia	$\Delta_{NR}$	Incertidumbre combinada	$u(\Delta_{NR}) = \sqrt{\sum_{i=1}^n u_i^2(y)}$
------------------------------------	---------------	-------------------------	---

**Tabla 1**

Finalmente, aplicando la ley de propagación de incertidumbres a (1) se obtienen la incertidumbre típica combinada en al calibración de manómetros

Magnitud $X_i$	estimación $x_i$	incertidumbre típica $u(x_i)$	distribución de probabilidad	coeficiente de sensibilidad $C_i$	incertidumbre $u(y)$
Repetibilidad	$P_{Ri} - P_{xi}$	$u(\text{rep})$ (a.7)	normal	1	$u(\text{rep})$ (a.7)
Calibración del patrón	$\delta(\text{Pat})_{\text{cal}}$	$U / k$	normal	1	$U / k$
Deriva del Patrón	$\delta(\text{Pat})_{\text{der}}$	$der / 2\sqrt{3}$	rectangular	1	$der / 2\sqrt{3}$
Temperatura del Patrón	$\delta(\text{Pat})_{\text{tem}}$	$tem(\text{Pat}) / 2\sqrt{3}$	rectangular	1	$tem(\text{Pat}) / 2\sqrt{3}$
Resolución del manómetro	$\delta(\text{Ins})_{\text{res}}$	$res / 2\sqrt{3}$	rectangular	1	$res / 2\sqrt{3}$
Temperatura del manómetro	$\delta(\text{Ins})_{\text{tem}}$	$tem(\text{Ins}) / 2\sqrt{3}$	rectangular	1	$tem(\text{Ins}) / 2\sqrt{3}$
Histéresis del manómetro	$\delta(\text{Ins})_{\text{hist}}$	$his / 2\sqrt{3}$	rectangular	1	$his / 2\sqrt{3}$
Corrección por nivel de referencia	$\Delta_{NR}$	$u(\Delta_{NR})$	normal	1	$(\rho_f - \rho_a) \times g_l \times u(h)$
Corrección de calibración	$C_i$	Incertidumbre combinada			$u(C_i) = \sqrt{\sum_{i=1}^n u_i^2(y)}$
Número de grados efectivos de libertad $\nu_{\text{ef}} =$					$\nu_{\text{eff}} = \frac{u^4(y)}{\sum_{i=1}^N \frac{u_i^4}{\nu_i}}$



Factor de cobertura $k =$	$k = f(v_{\text{eff}})$
Incertidumbre expandida ( $k=$ )	$U = k \cdot u(P)$
Corrección no realizada máxima	$C_{\text{max}}$
Incertidumbre global de uso	$U' = C_{\text{max}} + U$

**Tabla 2**

La incertidumbre típica combinada asociada a la calibración del manómetro se obtiene combinando sus distintas contribuciones

$$u(C_i) = \sqrt{\sum_{i=1}^n u_i^2(y)} \quad (7)$$

Una vez obtenida la incertidumbre combinada se calculan los grados de libertad efectivos,  $v_{\text{eff}}$ , a partir de la incertidumbre combinada y sus contribuciones mediante la aplicación de la fórmula de Welch-Satterthwaite:

$$v_{\text{eff}} = \frac{u^4(y)}{\sum_{i=1}^N \frac{u_i^4}{v_i}} \quad (8)$$

A partir de los grados de libertad efectivos y de la Tabla 3 se obtiene el factor  $k$ . La tabla está basada en una distribución  $t$  evaluada para un distribución de probabilidad del 95,45 %.

$v_{\text{eff}}$	1	2	3	4	5	6
$k$	13,97	4,53	3,31	2,87	2,65	2,52
$v_{\text{eff}}$	7	8	10	20	50	$\infty$
$k$	2,43	2,37	2,28	2,13	2,05	2,00

**Tabla 3: Factores de cobertura  $k$  para diferentes grados de libertad  $v_{\text{eff}}$ .**

La incertidumbre expandida, para un intervalo de confianza del 95,45%, se obtiene multiplicando a la incertidumbre típica combinada por el factor de cobertura



$$U = ku(y) \quad (9)$$

NOTA:

En el caso de no realizar la corrección debida al certificado de calibración, se puede dar un límite superior de la incertidumbre de calibración, que se hallaría sumando aritméticamente el valor absoluto de la corrección no corregida debido al certificado, con la incertidumbre indicada anteriormente.

## 7.2. Interpretación de resultados

Los valores se darán tabulados indicando:

- Presión de referencia.
- Valor medio de la indicación del instrumento.
- Correcciones o errores de calibración en cada punto.
- La incertidumbre para un factor de cobertura  $k=2$ . También se puede dar una incertidumbre máxima para todo el intervalo de calibración en lugar de dar una para cada punto.

En el certificado de calibración, se deberá dar la incertidumbre expandida y especificarse el valor de cobertura  $k$  utilizado.

Excepto cuando la unidad utilizada sea el pascal, se expresará la relación que existe entre la unidad de presión utilizada y el Pascal que es la unidad de presión en el Sistema Internacional.

NOTA:

Si por el tipo de uso del manómetro no resulta aconsejable realizar las correcciones de calibración, se puede utilizar una incertidumbre maximizada, que englobaría la máxima corrección encontrada en la calibración, en valor absoluto.



$$U = U_{i\text{máx}} + |C_{\text{máx}}| \quad (10)$$

## 8. REFERENCIAS

- [1] Vocabulario Internacional de términos básicos y generales de metrología (VIM)-CEM.1994.
- [2] La mesure des pressions statiques. J.C. Legras. Ed. Chiron, 1986.
- [3] Guide to the expression of uncertainty in measurement. ISO 1993. (ISBN92-67-10188-9).
- [4] CEA-ENAC-LC/02, Rev. 1, Enero 98 Expresión de la incertidumbre de medida en las calibraciones.
- [5] Procedimiento para la realización de procedimientos de calibración. MINER-CEM. Edición 0. 1997.
- [6] UNE-EN 472 Manómetros. Vocabulario. Ed. 1. AENOR, 1996.



## 9. ANEXOS

### EJEMPLO DE APLICACIÓN

a) Datos de partida.

Se pretende calibrar un manómetro tipo bourdon hidráulico con rango de 0 a 400 bar, con las siguientes características:

Fabricante: wwwxxx

Modelo: CuBe

Nº de serie:2458NI

División de escala: 1 bar

Resolución: 0,5 bar.

Clase: 0,25. Según fabricante

No hay especificaciones del Fabricante en cuanto a la influencia de temperatura en la presión, estimamos un 0.002% del fondo de escala del patrón por grado.

La calibración se realizará en los siguientes puntos:

0; 40; 100; 200; 300 y 400 bar en dos series de medidas en ciclos crecientes y decrecientes (c, d).

b) Datos del Patrón:

Manómetro digital de precisión.

Fabricante: ZZZKKK.

Modelo: PS40.

Nº de serie:854698/40.

Rango: 0 a 500 bar.

Resolución: 0,01 bar.

$U(k=2) = 5 \times 10^{-4} \times P_m + 0,02\text{bar}$  (Siendo  $P_m$  la presión medida).





De las especificaciones del Fabricante se conoce una influencia de temperatura en la presión del 0,002% de la indicación del instrumento por grado Celsius.

De datos de los dos últimos certificados, se ha comprobado una deriva máxima del 0,02% del fondo de escala del Patrón.

c) Condiciones ambientales durante la calibración.

La calibración se realiza en un laboratorio con control de temperatura a  $22^{\circ}\text{C} \pm 1.5^{\circ}\text{C}$ .

d) Otros datos.

$g_l$	9,80 m/s <sup>2</sup>	$\delta g_l$	0,05 m/s <sup>2</sup>
$h$	0	$\delta h$	0,01 m
$\rho_f$	920 kg/m <sup>3</sup>	$\delta \rho_f$	20 kg/m <sup>3</sup>
$\rho_a$	1,120 kg/m <sup>3</sup>	$\delta \rho_a$	0,012 kg/m <sup>3</sup>

**Tabla 4**



e) Resultados obtenidos durante la calibración.

Presión de referencia	instrumento 1ª serie		instrumento 2ª serie		valor medio	corrección valor medio	u(rep) <sup>(1)</sup>
	bar	bar	bar	bar			
	c	d	c	d			
0,00	0,0	0,0	0,0	0,2	0,1	-0,10	0,05
40,01	40,2	40,6	40,2	40,8	40,5	-0,49	0,15
99,98	100,4	100,8	100,6	100,5	100,6	-0,62	0,09
199,98	200,6	200,8	200,4	200,8	200,7	-0,72	0,10
299,97	300,6	300,6	300,4	300,8	300,6	-0,63	0,08
399,97	400,8	400,6	400,8	401,0	400,8	-0,83	0,08

**Tabla 5**

<sup>(1)</sup> Se obtiene aplicando (3).

Analicemos ahora los valores numéricos de las distintas componentes de incertidumbre, solo para un punto. Elegimos el punto de 200 bar.

Aplicando (1) obtenemos el valor de la corrección:

$$C_i = 199,98 - 200,7 + 0 + 0 + 0 = -0,72 \text{ bar} \quad (11)$$

Las correcciones debidas al patrón, al instrumento toman el valor cero. También toma en este caso el valor cero la corrección por diferencia de altura ya que los niveles de referencia del patrón e instrumento están a la misma altura. No ocurre lo mismo con sus contribuciones a la incertidumbre:

Magnitud $X_i$	estimación $x_i$	incertidumbre típica $u(x_i)$	distribución de probabilidad	coeficiente de sensibilidad $c_i$	incertidumbre $u_i(y)$
Densidad del fluido	920 kg/m <sup>3</sup>	$\frac{20}{\sqrt{3}} = 11,5 \text{ kg / m}^3$	rectangular	$9,80 \times 0,01^{(1)}$	1,13 Pa
Densidad del aire	1,120 kg/m <sup>3</sup>	$\frac{0,012}{\sqrt{3}} = 0,0069 \text{ kg / m}^3$	rectangular	$-9,80 \times 0,01^{(1)}$	$6,7 \times 10^{-4} \text{ Pa}$
Gravedad local	9,80 m/s <sup>2</sup>	$\frac{0,05}{\sqrt{3}} = 0,029 \text{ m / s}^2$	rectangular	$(920 - 1,120_{\pm}) \times 0,01^{(1)}$	0,26 Pa
Diferencia de altura	0	$\frac{0,01}{\sqrt{3}} = 0,0058 \text{ m}$	rectangular	$(920 - 1,120_{\pm}) \times 9,80$	52 Pa
Corrección por nivel de referencia	$\Delta_{NR}$	Incertidumbre combinada		$u(\Delta_{NR}) = \sqrt{\sum_{i=1}^n u_i^2(y)}$ $= 52 \text{ Pa} = 0,00052 \text{ bar}$	

**Tabla 6**

- (1) Como la diferencia de altura toma el valor cero, para calcular los coeficientes de sensibilidad se ha utilizado el valor de su incertidumbre.

Se aprecia claramente que la contribución predominante a la incertidumbre típica combinada de la corrección por nivel de referencia es la debida a la diferencia de altura.

La tabla 7 desarrolla el cálculo de la incertidumbre expandida de la corrección.

Magnitud $X_i$	estimación $n$ $x_i$	incertidumbre típica $u(x_i)$	distribución de probabilidad	coeficiente de sensibilidad $c_i$	incertidumbre $u(y)$
Repetibilidad	-0,72	0,10	normal	1	0,10
Calibración del patrón	0	$0,12 / 2 = 0,06$	normal	1	0,06
Deriva del Patrón	0	$\frac{0,02 \times 500}{100} \frac{1}{\sqrt{3}}$ $= 0,057$	rectangular	1	0,057
Temperatura del Patrón	0	$\frac{0,002 \times 200 \times 1,5}{100}$ $x \frac{1}{\sqrt{3}} = 0,0035$	rectangular	1	0,0035
Resolución del manómetro	0	$\frac{0,5}{2\sqrt{3}}$ $= 0,14$	rectangular	1	0,14
Temperatura del manómetro	0	$\frac{0,002 \times 400 \times 1,5}{100}$ $x \frac{1}{\sqrt{3}} = 0,0069$	rectangular	1	0,0069
Histéresis del manómetro	0	$\frac{0,31}{\sqrt{12}} = 0,089$	rectangular	1	0,089
Corrección por nivel de referencia	0	0,000 52	normal	1	0,000 52



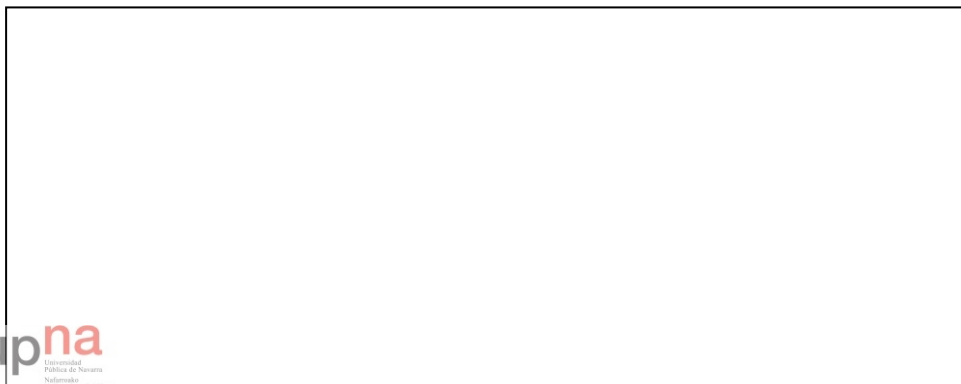
Corrección de calibración	$C_i$	Incertidumbre combinada	$u(C_i) = \sqrt{\sum_{i=1}^n u_i^2(y)} =$ $0,21 \text{ bar}$
---------------------------	-------	-------------------------	---

**Tabla 7**

Número de grados efectivos de libertad $v_{\text{ef}} =$	$v_{\text{ef}} = \frac{0,21^4}{0,10^4} = 58$ $3$
Factor de cobertura $k =$	$k = 2,04$
Incertidumbre expandida ( $k=2,04$ )	$U = 0,43 \text{ bar}$
Corrección no realizada máxima	$- 0,72 \text{ bar}$
Incertidumbre global de uso	$U' = 1,2 \text{ bar}$

**Tabla 8**

La tabla 9 muestra los resultados para el punto de calibración de 200 bar y una nota aclaratoria sobre la relación entre el Pascal y la unidad utilizada.





Presión de referencia	Indicación Instrumento	Corrección	U <i>k</i>
Pr [bar]	Pi [bar]	Pr - Pi [bar]	[bar]
199,98	200,7	-0,72	0,43

La Unidad de presión en el Sistema Internacional de Unidades es el Pascal:



# MICRO-C MIGHTY-1C • MIGHTY-5C SERIES B OWNERS MANUAL



ELECTRO-NUMERICS, INC.





## TABLE OF CONTENTS

SECT.	PAGE
1. TABLE OF CONTENTS.....	3
2. PRODUCT INTRODUCTION.....	4
3. RECEIVING & UNPACKING.....	5
4. SAFETY CONSIDERATIONS.....	5
5. CONNECTOR WIRING INFORMATION .....	6
6. FRONT PANEL SETUP KEYS, MICRO-C & MIGHTY-1C.....	8
7. FRONT PANEL SETUP KEYS, MIGHTY-5C.....	10
8. ENABLING & LOCKING OUT MENU ITEMS .....	11
9. DUAL-CHANNEL PULSE OR AC INPUT SIGNAL CONDITIONER (FR) .....	12
10. PROCESS RECEIVER & TOTALIZER SIGNAL CONDITIONER (VF).....	29
11. QUADRATURE SIGNAL CONDITIONER (QD) .....	37
12. SERIAL INPUT METER / REMOTE DISPLAY OPERATION.....	46
13. DUAL RELAY OUTPUT OPTIONS .....	48
14. ANALOG OUTPUT OPTION.....	51
15. SERIAL COMMUNICATION OPTIONS .....	53
16. EXCITATION OUTPUTS & POWER SUPPLIES .....	57
17. DIGITAL CONTROL INPUTS .....	59
18. INSTRUMENT SETUP VIA PC.....	60
19. CUSTOM CURVE LINEARIZATION.....	63
20. METER CALIBRATION .....	64
21. MECHANICAL ASSEMBLY & PANEL MOUNTING, MICRO-C.....	65
22. MECHANICAL ASSEMBLY & PANEL MOUNTING, MIGHTY-1C.....	67
23. MECHANICAL ASSEMBLY & PANEL MOUNTING, MIGHTY-5C.....	69
24. SPECIFICATIONS, MICRO-C, MIGHTY-1C, MIGHTY-5C .....	71
25. GLOSSARY OF TERMS.....	74
26. WARRANTY .....	79
27. REPAIR POLICY .....	79
28. ELECTRO-NUMERICS, INC. PRODUCTS .....	79

Owners Manual  
 500-253 Revision P  
 January, 2011

## 2. PRODUCT INTRODUCTION

The **Micro-C Series digital displays** are versatile, cost effective solution to a wide range of monitoring and control applications including frequency, rate, total, period, time, phase, position, flow, and serial input display. Setup can be via front panel pushbuttons or a PC, and allows the user to customize the meter for a specific application, with direct readout in engineering units. Selective security lockout of front panel setup protects against accidental or unauthorized setup changes, and simplifies meter use.

**Choice of digit & case sizes:** **Micro-C** .56" red or green digits & 1/8 DIN case; **Mighty-1C** 1" digits; **Mighty-5C**, 5" super-bright indoor/outdoor digits in a NEMA-4X designed case.

**A dual-channel pulse or AC input signal conditioner** and powerful firmware accommodate a wide range of applications, including rate/frequency, totalizing, timing, phase angle, and duty cycle. Frequency and rate are determined by taking the inverse of period. Fast read rate provides an accurate display of peak or valley signals, and quick response for control applications. Adaptive filtering ensures stable displayed readings and outputs while responding rapidly to actual changes of the input signal. A high stability quartz crystal and digital calibration of all ranges are used for rate and analog measurements.

**A process receiver & totalizer signal conditioner** accepts 4-20 mA, 0-1 mA or 0-10V analog signals for display of rate or position. Square root is selectable for use with differential pressure flow transducers.

**A quadrature signal conditioner** provides a highly accurate display of position, angle, or rate.

**Alarm and control** can be provided by two optional Form C (8A @ 250 Vac) contact relays or two solid state relays. The relays can be configured to be latching or non-latching, and to be energized above or below the setpoint, or in a fail-safe mode.

**An analog transmitter output** scaled to the display can be provided by an optional isolated analog output board with selectable 0-20 mA, 4-20 mA and 0-10V ranges.

**Five communication options** (RS232/USB RS485/USB or R485-Modbus) can convert the meter from stand-alone to system use, with interface with computers, PLC's or other meters. PC-compatible Instrument Setup software is available at no charge to set up the units via the serial interface.

**Operation as a 6-digit serial input meter** is achieved with a serial interface and no signal conditioner. The unit can serve as a remote display with serial data from a computer, PLC or other meter. With a dual relay board, it can provide local alarm or On/Off control. With an analog output board, it can also serve as a local transmitter.

**The Micro-C & Mighty-1C power supplies** use a lightweight, high-efficiency switching type that can operate from either AC or DC voltages and complies with safety regulations. The standard supply allows these meters to be powered worldwide from 95 to 240 Vac  $\pm 10\%$ . An optional supply operates from batteries or low voltage sources such as 8-34 Vac. A built-in isolated excitation supply with jumper-selectable 5, 10 or 24 Vdc output levels can eliminate the need for an external sensor power supply. The Micro-C & Mighty-1C cases are sealed to NEMA-4X (IP65) when panel mounted. Model Mighty-5C features an aluminum NEMA-4X case for surface or bracket mounting suitable for mounting outdoors. All wiring is via removable plugs conforming to IEC950 safety standards. All output options are isolated from meter and power ground to 250 Vac.

### 3. RECEIVING & UNPACKING

Your meter was carefully tested and inspected prior to shipment. Should the meter be damaged in shipment, notify the freight carrier immediately. In the event the meter is not configured as ordered or the unit is inoperable, return it to the place of purchase for repair or replacement. Please include a detailed description of the problem.

### 4. SAFETY CONSIDERATIONS



**Warning:** Use of this equipment in a manner other than specified may impair the protection of the device and subject the user to a hazard. Visually inspect the unit for signs of damage. If the unit is damaged, do not attempt to operate.

#### Caution:

- Your meter can be powered with AC (mains) from 95-240 Vac  $\pm 10\%$  (90-300 Vdc) with the high voltage power supply option, or 10-34 Vac  $\pm 10\%$  (10-48 Vdc) with the low voltage power supply option (Micro-C and Might-1C only). Verify that the proper power option is installed for the power to be used. Your meter has no AC (mains) switch. It will be in operation as soon as power is connected.
- The 95-240 Vac (95-300 Vdc) mains connector (P1 Pins 1-3) is colored Green to differentiate it from other input and output connectors. The 10-34 Vac (10-48 Vdc) mains connector is colored Black.
- Do not make signal wiring changes or connections when power is applied to the meter. Make signal connections before power is applied. If reconnection is required, disconnect the AC (mains) power before such wiring is attempted.
- To prevent electrical or fire hazard, do not expose the meter to excessive moisture.
- Do not operate the meter in the presence of flammable gases or fumes; such an environment constitutes a definite safety hazard.
- This meter is designed to be mounted in a metal panel. Verify the panel cutout dimensions, and mount according to instructions.

#### Symbols used



Caution (refer to accompanying documents)



Caution, risk of electric shock.



Equipment protected throughout by double insulation or reinforced insulation.



Earth (ground) terminal.



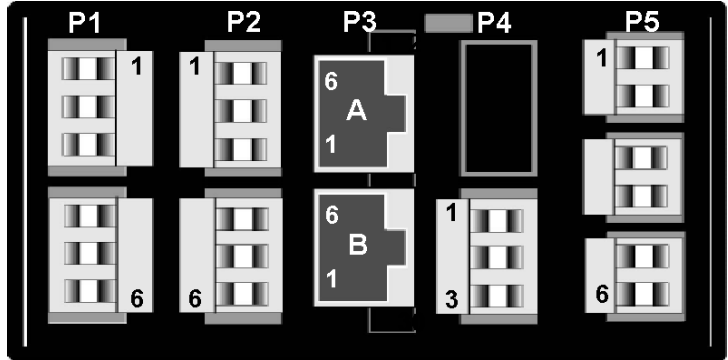
Both direct and alternating current.

**Operating environment:** Model Micro-C meters are Class II (double insulated) equipment designed for use in Pollution Degree 2 and Installation Category II (over-voltage category) environments. Models Mighty-1C and Mighty-5C do not meet this requirement.

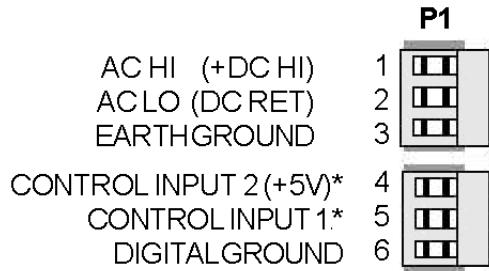
## 5. CONNECTOR WIRING INFORMATION

### CONNECTORS

Connectors for signal and power are U/L rated screw-clamp terminal blocks that plug into mating jacks on the printed circuit board. Communication connectors are a single RJ11 plug for RS232, dual RJ11 plugs for RS485 and dual RJ45 plugs for RS485-Modbus.



### P1 - POWER AND DIGITAL CONTROLS



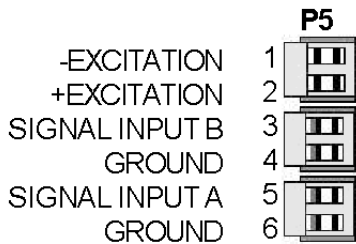
\* Note: external control inputs 1 and 2 are menu selectable.



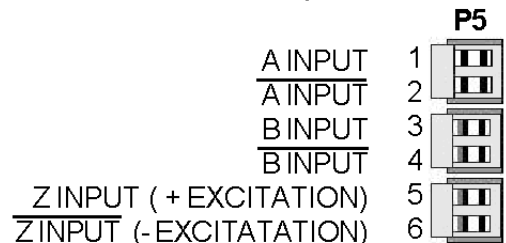
Caution: P1, pins 4, 5, and 6 may have hazardous voltages present.

### P5 - SIGNAL INPUT

#### DUAL CHANNEL PULSE INPUT

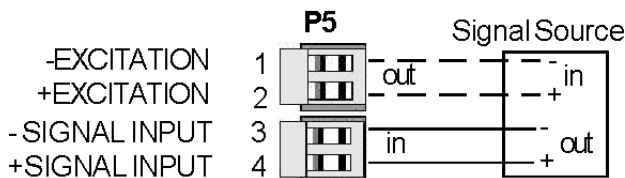


#### QUADRATURE INPUT (DIFFERENTIAL)

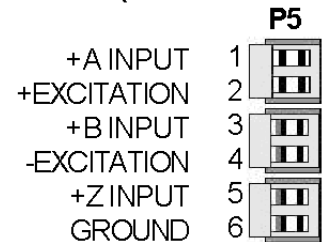


Note: Z input or excitation is jumper selectable

#### VOLTAGE-TO-FREQUENCY CONVERTER



#### QUADRATURE INPUT (SINGLE-ENDED)

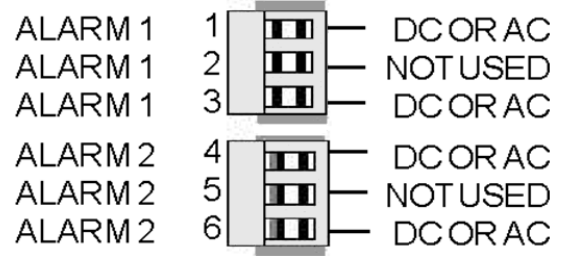


## P2 - SETPOINT CONTROLLER

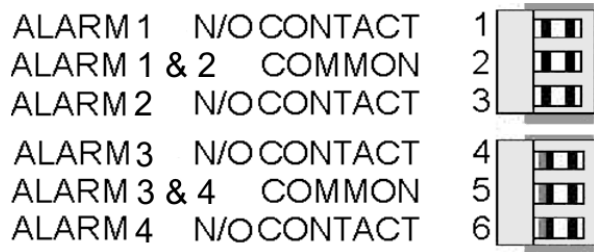
### DUAL MECHANICAL RELAY OUTPUTS



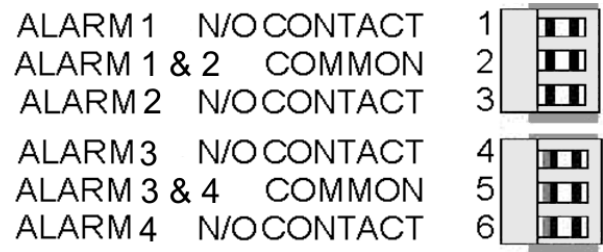
### DUAL SOLID STATE RELAY OUTPUTS



### QUAD MECHANICAL RELAY OUTPUTS

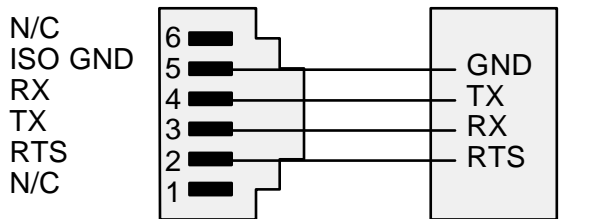


### QUAD SOLID STATE RELAY OUTPUTS



## P3 - SERIAL COMMUNICATIONS

### RS232 INTERFACE

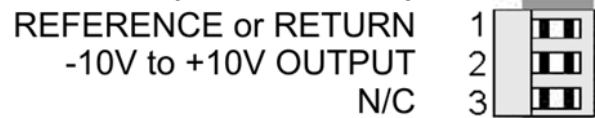


## P4 - ANALOG OUTPUT

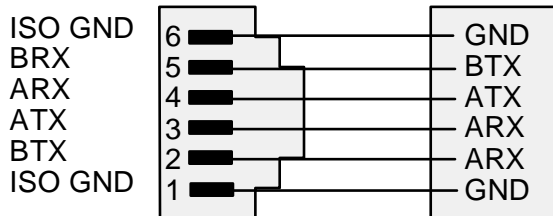
### UNIPOLAR (SINGLE OR DUAL) AO1 AO2



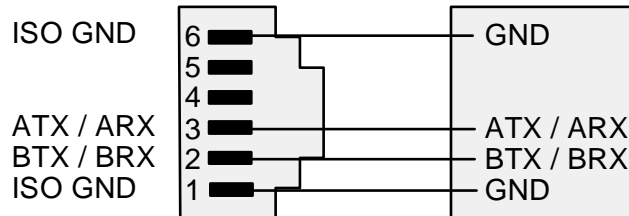
### BIPOLAR (SINGLE ONLY)



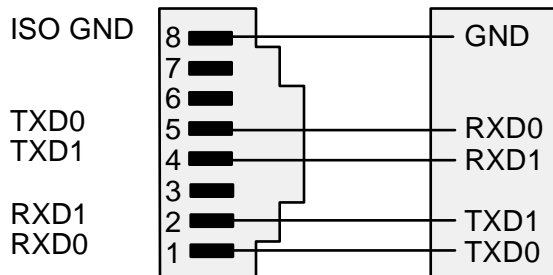
### RS485 INTERFACE - FULL DUPLEX



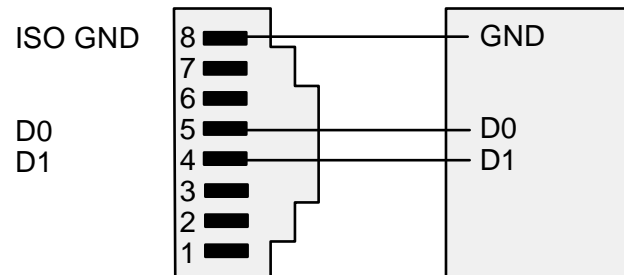
### RS485 INTERFACE - HALF DUPLEX



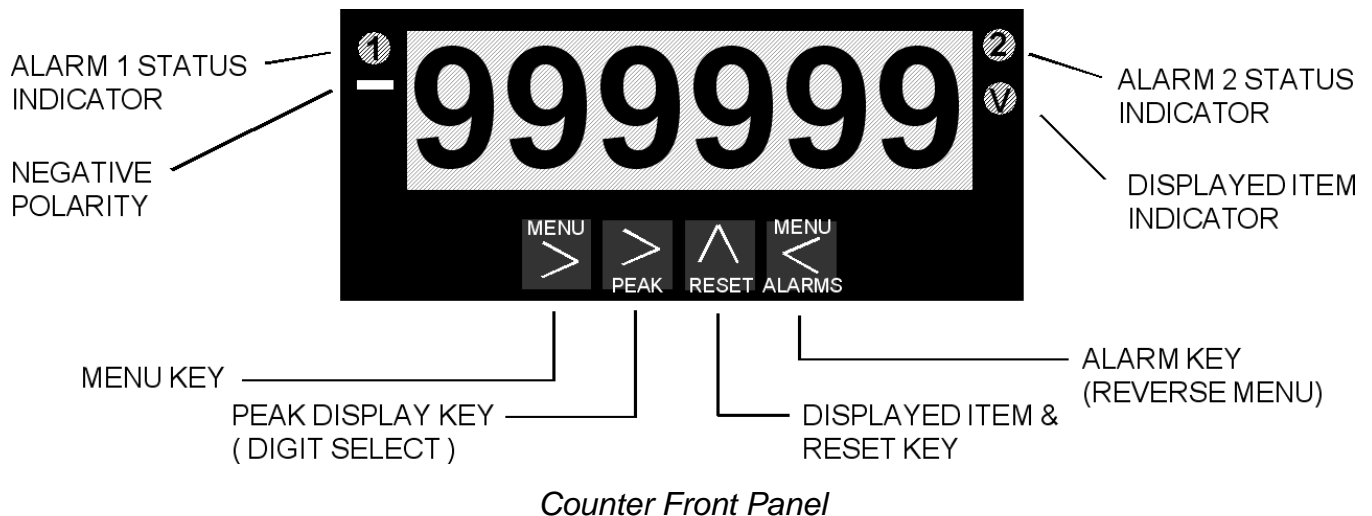
### RS485-MODBUS - FULL DUPLEX



### RS485-MODBUS - HALF DUPLEX



## 6. FRONT PANEL SETUP KEYS, MICRO-C & MIGHTY-1C



There are four front panel keys, which change function for the **Run Mode** and **Menu Mode**, effectively becoming eight keys. The keys are labeled with alphanumeric captions (MENU, PEAK, RESET, ALARMS) for the Run Mode and with symbols (> right arrow, ^ up arrow, < left arrow) for the Menu Mode.


### FRONT PANEL LOCKOUT


The Menu Mode will not work with most meters shipped from the factory, since all menu items have been disabled in software and a lockout jumper is in place. This jumper needs to be removed for the Menu Mode to work, and values under **Loc 1** through **Loc 4** need to be set to "0" via the front panel for these menu items to be available. See Section 9. The paragraphs below assume that all lockout features have been removed.

### MENU MODE KEY ACTION

In the Menu Mode, pressing a key momentarily advances to the next menu item. Holding down a key automatically advances through multiple menu items for fast menu navigation.

### KEYS IN RUN MODE

 **MENU Key.** Pressing *MENU* from the Run Mode enters the Menu Mode. Pressing *MENU* repeatedly will step the meter through the various menu items (if these have not been locked out) and then back to the Run Mode.

 **PEAK Key.** Pressing *PEAK* causes the peak value of the input signal to be displayed. The peak display blinks to differentiate it from the normal present value display. Pressing *PEAK* again will return the display to the present value.

 **RESET Key.** Pressing *RESET* with *PEAK* resets peak and valley values. Pressing *RESET* with *ALARMS* resets latched alarms. Pressing *RESET* with *MENU* performs a

meter reset (same as power on). Pressing and releasing *RESET* without pressing another key, changes the displayed item if the mode has multiple items. For Item 1, the V LED is out. For Item 2, the V LED is on. For Item 3, the V LED is flashing.



**ALARMS Key.** Pressing *ALARMS* once displays the setpoint for Alarm 1. Pressing it again displays the setpoint for Alarm 2. Pressing it again returns to the present value. After 30 seconds, the meter automatically returns to the present value. Timing is automatically reset whenever the *ALARMS* key is pressed.

## KEYS IN MENU MODE



**Right Arrow Key (MENU).** Pressing  $\>$  steps the meter through all menu items that have been enabled and then back to the Run Mode. With the dual-channel pulse input signal conditioner board and no option boards, available menu items will be **InPut**, **SEtUP**, **ConFiG**, **dSPYno**, etc. Actual menu items will vary depending on the *Input* selection and boards detected in the meter. If a change has been made to a menu item, that change is saved to non-volatile memory when the  $\>$  key is pressed next, and **StoreE** is displayed briefly.



**Right Arrow Key (Digit Select).**

- Pressing  $\>$  from the *InPut* menu brings up all meter functions available with the meter's signal conditioner. For the dual-channel pulse input signal conditioner, these are **rAtE**, **PERiod**, **totAL**, **ti\_Int**, **Stop t**, **PHASE**, **duty C**.
- Pressing  $\>$  from most menus sequentially selects digit positions 1 - 6, as indicated by a flashing digit: **000000**, **000000**, **000000**, **000000**, **000000**, **000000**.
- Pressing  $\>$  from *dEC.Pt1* brings up a decimal point display of type **11.1111**. Pressing  $\>$  from *dEC.Pt2* brings up a decimal point display of type **22.2222**.



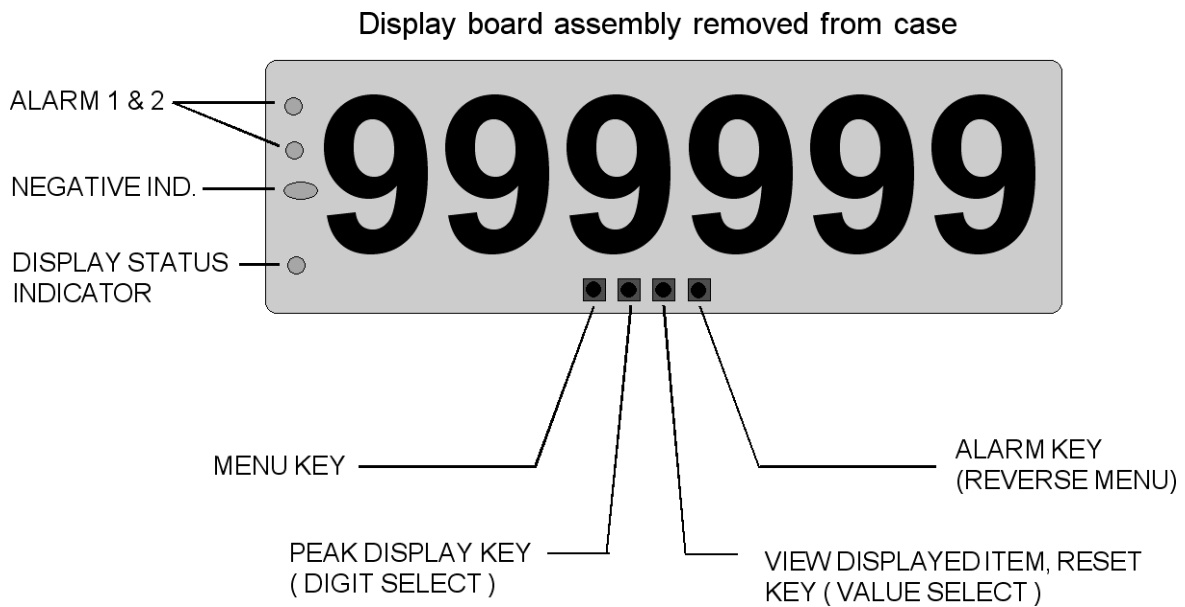
**Up Arrow Key (Value Select).**

- Pressing  $\wedge$  from a selected meter function, such as **rAtE**, will select the a specific operating mode within that function, such as **A\_OnLy**. Always press the MENU key to save your selection. Do not press the  $\wedge$  key to the right, or your selection will be lost.
- Pressing  $\wedge$  for a flashing digit position or decimal point position will increment that item. Pressing the MENU key will save any changes.



**Left Arrow Key (Reverse Menu).** Pressing  $\leftarrow$  has the same effect as the MENU key, except that menu items are brought up in reverse order.

## 7. SETUP KEYS, MIGHTY-5C

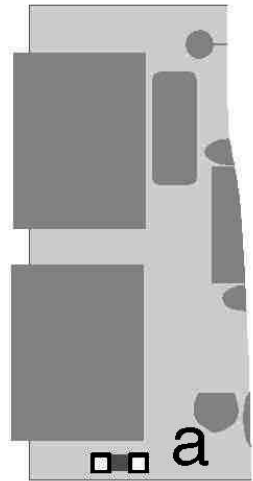


*Mighty-5C Front Panel*



## 8. ENABLING & LOCKING OUT MENU ITEMS

For security reasons and ease of operation, any and all menu items may be disabled or "locked out" so that they are no longer directly accessible from the front panel. Each function to be enabled is set to "0" and each function to be disabled is set to "1" in menu items *Loc 1-4*. These menu items can in turn be locked out by installing an internal hardware jumper. With the jumper installed, the operator only has access to enabled menu items. With the jumper removed, the operator also has access to the *Loc 1-4* menu items.



### SETTING HARDWARE LOCKOUT JUMPER

To access the lockout jumper, remove the rear panel per Sections 21, 22 & 23 and locate jumper "a" in the lower portion of the power supply board next to the input connectors (see figure at right).

### SETTING SOFTWARE LOCKOUTS

When setting up the meter, it may be necessary to enable specific menu items by setting the corresponding lockout digit to 0. Be sure to reset the lockout digit to "1" if you do not want the menu item to be changed by an operator.

#### **Loc 1** **Loc 2** **Loc 3** **Loc 4**

Press the > MENU key until *Loc 1*, *Loc 2*, *Loc 3* or *Loc 4* is displayed, as desired. **Note:** the lockout jumper must be removed (see above).

#### **111111**

Press > to display the lockout status, consisting of 0's and 1's. The left digit will flash. Press > again to step to the next digit, which will flash.

**000000**  
123456

Press ^ to set the flashing digit to "0" to enable the menu item or to "1" to disable. Press *MENU* to enter. See the table to the right for list of menu items that can be enabled or disabled.

### Enabled / Disabled Menu Items

#### **Loc 1**

- 3 - Input type selection
- 4 - Setup, Config, Dspyno
- 5 - Gate time, timeout, batch setup
- 6 - Filter setup

#### **Loc 2**

- 3 - Slope, decimal points
- 4 - Scale, offset, resolution, 2-coord.
- 5 - Alarm config, DevHy
- 6 - Alarm setpoint programming

#### **Loc 3**

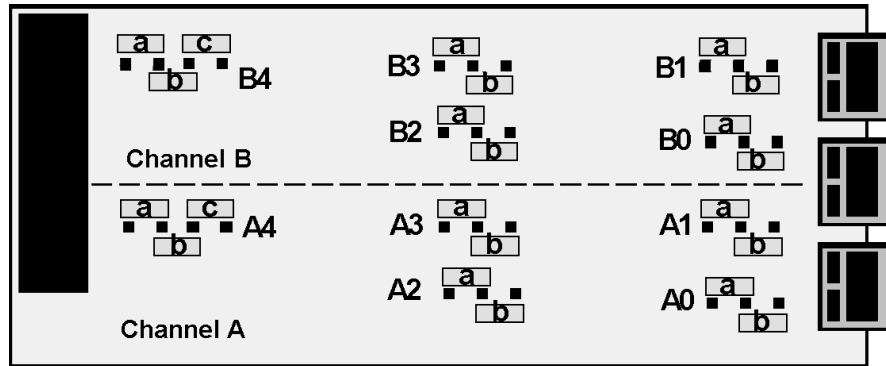
- 3 - Analog output setup & scaling
- 4 - Serial communications configuration
- 5 - Calibration
- 6 - Change displayed Item #

#### **Loc 4**

- 3 - View peak value
- 4 - View alarm setpoints
- 5 - Front panel resets (peak & latched alarms)
- 6 - Front panel reset (cold reset only)

## 9 DUAL CHANNEL PULSE OR AC INPUT SIGNAL CONDITIONER

The dual channel signal conditioner board is used for the frequency, rate, period, timing, batch control, phase and duty cycle meter functions. The board needs to be configured via jumpers for the input signal type and level. It is recognized by the meter software, which will bring up the applicable menu items. The dual channel pulse input signal conditioner does not require calibration, since the quartz crystal oscillator used for frequency and timing applications is located on the counter main board.



### Jumper Settings for Expected Signal Levels

The jumper settings for Channel A (A2 & A3) and Channel B (B2 & B3) need to be set for the expected signal voltage. This voltage must be outside of the high and low thresholds per the following table, or the meter will not operate properly. The larger the difference between the high and low thresholds, the more immune the meter is to input signal noise.

A3 B3	A2 B2	Input must be		A3 B3	A2 B2	Input must be		A3 B3	A2 B2	Input must be	
		below	above			below	above			below	above
-	a	-12 mV	+12 mV	a	a	+30 mV	+60 mV	b	a	-60 mV	-30 mV
-	b	-150 mV	+150 mV	a	b	+350 mV	+600 mV	b	b	-600 mV	-350 mV
-	-	-1.15V	+1.15V	a	-	+1.25V	+2.1V	b	-	-2.1V	-1.25V

### Jumper Settings for Frequency Response, Bias Resistor, Debounce Time

Pull-up or pull-down resistors are used with open collector devices and dry contact closures to provide input signal bias. They should not be connected for other inputs. Debounce circuitry keeps the meter from counting extra pulses due to contact bounce.

Function	Block	Jumper	Setting
Frequency Response	A0 & B0	-	1 MHz max
		b	30 kHz max
		a	250 Hz max
Bias Resistor	A1 & B1	a	10 kOhm pull-up to 5V
		b	10 kOhm pull-down to -5V
Contact Debounce	A4 & B4	b	None
		a, c	3 msec
		c	50 msec

## Common Jumper Settings

Input Type	Vmax	A0 & B0	A1 & B1	A2 & B2	A3 & B3	A4 & B4
Logic levels	250V	-	-	-	a	b
NPN open collector	NA	b	a	-	a	b
PNP open collector	NA	b	b	-	b	b
Contact closures	NA	a or b	a	-	a	a, c
Line frequency	250V	b	-	-	-	a, c
Turbine flow meter	250V	b	-	a	-	b

## OVERVIEW OF OPERATING MODES

### RATE & FREQUENCY MODES

**Frequency in Hz** is determined by timing an integral number of pulses over a user-specified *gate time* from 0 to 199.99 sec and taking the inverse of average period. The typical display update rate of the meter is gate time + 1 period + 30 ms. Selecting a longer gate time produces a more stable reading as more cycles are averaged, but slows down the update rate. At very low frequencies, the update rate is controlled by the period. A *time-out* from 0 to 199.99 sec is also selectable. This is the time the meter waits for a signal to start or end a conversion. If the signal is not received before the *time-out* ends, the meter reads zero. The longer the time-out, the lower the minimum frequency the meter can display.

With a *scale factor* of 1 and *multiplier* of 1, frequency is displayed in Hz with no decimal point. Applying a multiplier from 1 to 100000 (in decade steps) and setting the decimal point increases resolution (0.1 to 0.00001 Hz). Decreasing the multiplier from 1 to 0.00001 (in decade steps) and setting the decimal point allows display in kHz or MHz. Note that the same 100 kHz frequency can be displayed as 100000 Hz or 100.000 kHz simply by moving the decimal point.

### DISPLAY FREQUENCY IN Hz WITH 1 Hz RESOLUTION

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6
InPut				r	A	t	E
SEtuP		0	0	0	0	0	0
ConFiG				1	0	0	0
dSPyno						0	1
GAtE t		0	0	0.	2	2	
ti Out		0	0	1.	0	0	
FILtEr		0	0	1	0	5	
SLOPE						0	1
DecPt1		1	1	1	1	1	1.
SCALE1		1.	0	0	0	0	0
OFFSt1		0	0	0	0	0	0
CALib	-	0	0	0	0	0	0

A O n L y

1

Do Not Change Calib

**Application:** Display frequency from 1 Hz to 999999 Hz with no decimal, display update rate of 4/sec, and adaptive moving average filter for 6 readings.

**Solution:** Set Input to "Rate A Only." Set Config to display to 999999 counts. Set Gate Time to .22 sec so that the display update rate becomes .22 sec +30 ms +1 period. Set Time-out to 1 sec, so that frequencies under 1 Hz are displayed as 0. Set filter for adaptive moving average with a 1.6 sec time constant. Apply a scale value of 1.00000 and multiplier of 1 for direct readout in Hz.

## DISPLAY 0-50.00 RATE FROM 1-10 kHz INPUT, COORDINATES OF 2 POINTS METHOD

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6									
InPut				r	A	t	E	A								
SEtuP			0	0	1	0	0									
ConFiG				1	0	0	0									
dSPyno						0	1									
GAte t			0	0	0.	2	2									
ti Out			0	0	1.	0	0									
FILtEr			0	0	1	0	5									
SLOPE						0	1									
DecPt1		1	1	1	1.	1	1									
Lo In1		0	0	1	0	0	0									
Lo rd1		0	0	0	0.	0	0									
Hi In1		0	1	0	0	0	0									
Hi rd1		0	0	5	0.	0	0									
CALib	-		0	0	0	0	0	Do Not Change Calib								

**Application:** Display 0-50.00 (with two decimal places) for 1-10 kHz input. Use coordinates of 2 points scaling method.

**Solution:** Set Input to “Rate A Only.” Select “coordinates of 2 points” scaling method under Setup. This is easier than scale and offset. Set DecPt1 to two places. Then enter the low input and desired low reading, and high input and desired high reading, as shown.

## DISPLAY RATE IN GPM FROM 36.67 PULSE/GALLON TURBINE FLOW METER

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6									
InPut				r	A	t	E	A								
SEtuP			0	0	1	0	0									
ConFiG				1	0	0	0									
dSPyno						0	1									
GAte t			0	0	0.	2	2									
ti Out			0	0	0.	1	0									
FILtEr			0	0	1	0	5									
SLOPE						0	1									
DecPt1		1	1	1	1.	1	1									
Lo In1		0	0	0	0	0	0									
Lo rd1		0	0	0	0.	0	0									
Hi In1		0	0	3	6.	6	7									
Hi rd1		0	0	6	0.	0	0									
CALib	-		0	0	1	0	0	Do Not Change Calib								

**Application:** Display rate in GPM to two decimal places from flow meter calibrated to 36.67 pulses/gallon.

**Solution:** Set Input to “Rate A Only. Under Setup, select “coordinates of 2 points” scaling method. Set DecPt1 to two places. Then enter the low input and desired low reading, and high input and desired high reading, as shown. In this example, we want to display 60.00 (GPM) from an input of 36.67 Hz. Note that the meter’s native rate measurements are in Hz. There will be 60 times more gallons per minute than per second.

**Rate in engineering units** is displayed from measured frequency by applying an appropriate *scale factor* and setting the decimal point. The *scale factor* consists of a *scale value* from 0.00000 to 9.99999 (fixed decimal point and settable digits) and a *scale multiplier* from 0.00001 to 100000 (in decade steps). When using the *coordinates of 2 points method* to scale the meter, the low input and high input frequencies are entered in Hz.

- **RATE A ONLY (A\_OnLy)** displays rate or frequency for Channel A. The latter utilizes *SCALE1*, *OFFSt1* and *dECPt1*. Channel B is not used.
- **RATE A B (A\_\_b\_\_)** displays rate or frequency for Channel A as Item #1 or for Channel B as Item #2. The latter utilizes *SCALE2*, *OFFSt2* and *dECPt2*.
- **RATE A, TOTAL A (A\_Atot)** (Extended counter) displays Rate for Channel A as Item #1 and Total for Channel A as Item #2 since last reset. Total may count down from an offset by entering a negative scale factor. Only used for non-linear inputs.

- **RATE A, TOTAL B (A\_btot)** (Extended counter) displays Rate for Channel A as Item #1 and Total for Channel B as Item #2.
- **RATES A+B, A-B, AxB, A/B, A/B-1** (Extended counter) display arithmetic combinations of Rates A and B as Item #1, Rate A as Item #2, and Rate B as Item #3. With rates A and B scaled to produce a ratio close to 1 and an offset of -1, the special combination A/B-1, called “Draw,” can display percentage changes, such as elongation of material as it passes between rollers.

## TOTAL MODES

### DISPLAY TOTAL IN GALLONS FROM 36.67 PULSE/GALLON TURBINE FLOW METER

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6														
InPut				t	o	t	A	L	A			O	n	L	y						
SEtuP			1	0	1	0	0	0													
ConFIG				1	0	0	0	0													
dSPyno						0	1														
GAtEt			0	0	0.	0	1														
SLOPE						0	1														
DecPt1		1	1	1	1.	1	1														
Lo In1		0	0	0	0	0	0														
Lo rd1		0	0	0	0.	0	0														
Hi In1		0	0	3	6.	6	7														
Hi rd1		0	0	0	1.	0	0														
CALib	-		0	0	0	0	0	Do Not Change Calib													

**Application:** Display total in gallons with two decimal places for flow meter calibrated to 36.67 pulses/gallon.

**Solution:** Set Input to “Total A Only.” Under Setup, select “Restore totals at power-on” and coordinates of 2 points method. This is the preferred scaling method. Set gate time to its minimum of 0.01 sec for smooth display updates. Set DecPt1 to two places. Then enter low input and desired low reading, and high input and desired high reading for display of 1.00 for 36.67 pulses, as shown.

### DISPLAY SIMULTANEOUS RATE & TOTAL FROM 36.67 PULSE/GALLON FLOW METER

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6								
InPut				r	A	t	E	A	A	t	o	t			
SEtuP			1	0	1	1	0								
ConFIG				1	1	0	0								
dSPyno						0	1								
GAtEt			0	0	0.	1	0								
ti Out			0	0	1.	0	0								
FiLteR			0	0	1	0	5								
SLOPE						0	1								
DecPt1		1	1	1	1.	1	1								
DecPt2		2	2	2	2	2	2.								
Lo In1		0	0	0	0	0	0								
Lo rd1		0	0	0	0.	0	0								
Hi In1		0	0	3	6.	6	7								
Hi rd1		0	0	6	0.	0	0								
Lo In2		0	0	0	0	0	0								
Lo rd2		0	0	0	0	0	0								
Hi In2		0	0	3	6.	6	7								
Hi rd2		0	0	0	0	0	1								
CALib	-		0	0	0	0	0	Do Not Change Calib							

**Application:** Display flow rate in GPM with two decimal places and total gallons with no decimal places from the same flow meter signal calibrated to 36.36 pulses/gallon, applied to Channel A

**Solution:** Use an Extended counter, as required for simultaneous rate and total. Set Input to “Rate A A Total.” For flow rate in GPM (Item #1), set DecPt1 to two decimals, and scale the display by entering Lo In1, Lo rd1, Hi In1, Hi rd1 as shown. For total in Gallons (Item #2), set DecPt2 to no decimals, and scale the display by entering Lo In2, Lo rd2, Hi In2, Hi rd2 as shown. Enter a Gate Time, such as 0.1 sec, which is long enough to produce stable rate readings, but is short enough to produce rapid updates of total.

## DISPLAY TOTAL VOLUME BY ADDING TWO TURBINE FLOW METER CHANNELS

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6				
InPut			t	o	t	A	L	A		+	b
SEtUP			1	0	1	1	0				
ConFiG				1	1	0	0				
dSPyno						0	1				
GATe t			0	0	0.	0	1				
SLOPE						0	0				
DecPt1		1	1	1	1.	1	1				
DecPt2		2	2	2	2.	2	2				
Lo In1		0	0	0	0	0	0				
Lo rd1		0	0	0	0.	0	0				
Hi In1		0	0	3	6.	6	7				
Hi rd1		0	0	0	1.	0	0				
Lo In2		0	0	0	0	0	0				
Lo rd2		0	0	0	0.	0	0				
Hi In2		0	0	5	8.	1	2				
Hi rd2		0	0	0	1.	0	0				
rESoLn							1				
CALib	-		0	0	0	0	0	Do Not Change Calib			

**Application:** Display total liquid volume in gallons to two decimal places from 2 pipes dispensing liquids into the same tank. Flow meter A is calibrated to 36.67 pulses/gallon, flow meter B to 58.12 pulses/gallon.

**Solution:** Arithmetic operations require the Extended counter. Apply flow meter output A output to Channel A, flow meter output B to Channel B. Set Input to "Total A+B." Set Gate Time to 0.01 sec for fast display updates. Select a positive trigger slope for A and B. Set DecPt2, which applies to Grand Total, and DecPt1, which applies to Totals A and B, both to two decimal places. Under Setup, select the coordinates of 2 points scaling method for A and B. To scale A, enter 36.67 (pulses) for Hi In1 and 1.00 (gallons) for Hi Rd1. To scale B, enter 58.12 (pulses) for Hi In2 and 1.00 (gallons) for Hi Rd2. The normal display will be Item #1 (Grand Total). Press the  $\wedge$  key to view Item #2 (Total A) and Item #3 (Total B).

**TOTAL A ONLY (A\_OnLy)** displays the number of pulses applied to Channel A as Item #1. If scientific notation is not selected, overflows beyond 999,999 are recorded in units of 1,000,000 as Item #2. For example, a total of 17,345,676 would be displayed as 345,675 in Item #1 and 17 in Item #2. This capability gives the counter 12-digit capability. Items #1-2 can also be retrieved via serial communications.

- **TOTAL A B (A\_\_b\_\_)** displays Total A as Item #1 or Total B as Item #2.
- **TOTALS A+B, A-B, AxB, A/B** (Extended counter) display arithmetic combinations of Totals A and B as Item #1, Total A as Item #2, and Total B as Item #3.
- **TOTAL A-B UD (A-b\_Ud)** is the same as TOTAL A-B, except that counts are subtracted on an ongoing basis, instead of subtracting totals. This avoids round-off errors with large totals.
- **BURST (\_burST)** (Extended counter) displays the total number of signal bursts applied to Channel A as Item #1 and signal frequency within a burst as Item #2. Gate time must be greater than the period of the lowest signal frequency and less than the minimum time between bursts. Time-out must be greater than the maximum time between bursts.
- **TOTAL A B U/D (A\_bU/d)** (Extended counter) displays Total A as Item #1, where the up or down count direction is determined by an input on Channel B. If the menu item *SLOPE* is set to 0 for Channel B, (digit 6), an input level on B below the jumper set Low Threshold B causes the count to go up, and an input level above the jumper set High Threshold causes the count to go down. If *SLOPE* for Channel B is set to 1, the opposite occurs. The maximum frequency on A that can be counted is 250 kHz, or a minimum of 4

µs between pulses.

- **TOTAL A B INHIBIT (A\_bInH)** (Extended counter) displays Total A as Item #1, where counting may be inhibited by a control input on Channel B. If the menu item *SLOPE* is set to 0 for Channel B (digit 6), a low input level on B allows counting, and a high input level inhibits counting. If the *SLOPE* for Channel B is set to 1, the opposite occurs. The maximum frequency on A that can be counted is 1 MHz.

## BATCH CONTROL MODE (\_bAtCH)

### BATCH CONTROL WITH A 36.67 PULSE/GALLON TURBINE FLOW METER

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6							
InPut				r	A	t	E	b A t C H						
SEtuP		1	0	0	1	0								
ConFiG			1	1	0	0								
dSPyno						0	1							
GAtE t		0	2	0.	0	0								
bAtCH		1	0	0	1	0								
FILtEr		0	0	1	0	5								
SLOPE						0	0							
DecPt1		1	1	1	1.	1	1							
DecPt2		2	2	2	2.	2	2							
SCALE1		2.	7	2	7	0	2							1
OFFSt1		0	0	0	0	0	0							
Lo In2		0	0	0	0	0	0							
Lo rd2		0	0	0	0.	0	0							
Hi In2		0	0	3	6.	6	7							
Hi rd2		0	0	6	0.	0	0							
rESoLn							1							
Source				1	1									
AL SET			0	0	2	4	0							
dEUUn1b		0	0	0	0.	0	0							
dEUUn2b		0	0	0	0.	0	0							
CALib	-		0	0	0	0	0	Do Not Change Calib						

**Application:** Fill 55 gallon tanks, measuring flow with a 36.67 pulses/gallon flow meter. Slow down filling at 54 gallons. Cycle batches automatically with 20 sec between cycles. Display batch total & fill rate to 2 places. Track number of batches.

**Solution:** Use an Extended counter with a dual relay output board. Apply the flow meter signal to Channels A & B. Set Input to "Rate Batch." Set Batch to count up to Setpoint1. Use Gate Time as delay between batches. Make Item #2 the number of batches. Set Gate Time to 20 sec. Set an adaptive moving average filter, which will apply to rate only, not totals. Set DecPt1 and DecPt2 to two decimal places for Items #1 and #3 (Batch Total and Rate). Scale Item #1 (Batch Total) by entering a Scale1 of 2.72702 (counts per pulse) and a Setpoint1 of 55.00, which will serve as the batch setpoint in gallons. Scale Item #3 (Rate) using the coordinates of 2 points method so that 36.67 pulses/sec will be displayed as 60.00 GPM. Set Setpoint2 to 54.00 to activate Relay 2 to slow the fill rate at 54.00 gallons.

ALARM KEY	S	1	2	3	4	5	6
SETPT1	0	0	5	4.	0	0	
SETPT2	0	0	5	5.	0	0	

**Batch control** (Extended counter) uses the meter with a dual relay controller board to control repetitive fill operations. Relay #1 is used as the batch relay. Relay #2 (or Setpoint #2) can be assigned to another limit, such as pre-warn to slow filling near the setpoint, end-of-process, or rate alarm. The same signal is applied to Channels A and B. When digit 6 of *bAtCH* (Action after Meter Reset) is set to zero, the following applies:

- **In batch control mode without external resets**, the meter waits until the *RESET* key is pushed. It then energizes Relay #1 and displays the changing Batch Total. When the preset value is reached, Relay #1 de-energizes for the duration of the gate time setting. Relay #1 then re-energizes, the Batch Total resets, and the fill cycle repeats.

•

- **In batch control mode with external resets**, pushing the *RESET* key initiates cycling. Grounding an external *Gate* input for a minimum of 3.33 ms then starts each new fill cycle by energizing Relay #1 and resetting the Batch Total. *Gate time* is not used.

Three values are tracked and can be separately displayed by pressing the *RESET* key: Item #1, the Batch Total; Item #2, the Grand Total of all batches or Number of Batches (selectable during setup); and Item #3, the Fill Rate.

- **Item #1, Batch Total**, is the total for that batch. It may be configured to count up from 0 to a preset, or to count down from a preset to 0. The preset value is placed in *SETPT1*. *SCALE1* is positive whether counting up or down.
- **Item #2, Grand Total**, is the sum of previous Batch Totals and the current Batch Total. It can overflow to exponential format.
- **Item #2 (alternate), Number of Batches**, is the current count of batches. *SCALE1* does not apply. *dECpt1* is set to 1.
- **Item #3, Fill Rate**, is calculated with a fixed 20 ms (or 1 cycle min) *gate time*. It may be displayed as Item #3.

## PERIOD MODES

- **PERIOD A ONLY (A\_OnLy)** displays period of Channel A as Item #1.
- **PERIODS A+B, A-B, AxB, A-B, A/B** (Extended counter) display arithmetic combinations of Periods A and B as Item #1, Period A as Item #2, and Period B as Item #3.

## TIMING MODES

### STOPWATCH TIMING, “ON” TIME OF A MACHINE WITH 0.00 HOUR RESOLUTION

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6						
InPut		S	t	o	P		t	A	t	o	b		
SEtuP			1	0	1	1	0						
ConFIG				4	0	0	0						
dSPyno						0	1						
GAtEt			0	0	0.	0	1						
SLOPE						1	0						
DecPt1		1	1	1	1.	1	1						
DecPt2		2	2	2	2	2	2.						
Lo In1		0	0	0	0	0	0						
Lo rd1		0	0	0	0.	0	0						
Hi In1		0	0	3	6	0	0						
Hi rd1		0	0	0	1.	0	0						
Lo In2		0	0	0	0	0	0						
Lo rd2		0	0	0	0	0	0						
Hi In2		0	0	3	6	0	0						
Hi rd2		0	0	0	0	0	1						
CALib	-		0	0	0	0	0	Do Not Change Calib					

**Application:** Display daily “on” time of a machine in hours with 2 decimals. For machine maintenance, also track accumulated hours since last reset.

**Solution:** Tie a relay across the AC input to the machine so that the relay closes to ground when power is applied. Apply the relay output across both the A & B inputs so that the voltage is 5V when the contacts are open and 0V when they are closed. Set Input to “Stopwatch A to B.” Select negative trigger slope for A and positive for B. Under Config, set Display Mode to sec. Set Gate Time to 0.01 sec. Select the coordinates of 2 points scaling method for Item #1 (daily time) and Item #1 (accumulated time). For Item #1, set DecPt1 to 2 places, set Hi In1 to 3600 (sec) and Hi Rd1 to 1.00 (hrs). For Item #2, set DecPt2 to 0 places, set Hi In2 to 3600 and Hi Rd2 to 1 (hr).

### STOPWATCH TIMING, CLOSING TIME OF A RELAY TO 0.001 MSEC RESOLUTION



Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6						
InPut		S	t	o	P		t	A		t	o		b
SEtuP			1	0	1	1	0						
ConFIG				4	0	0	0						
dSPyno						0	1						
GAtE t			0	0	0.	0	1						
SLOPE						0	0						
DecPt1		1	1	1.	1	1	1						
DecPt2		2	2	2	2	2	2.						
Lo In1		0	0	0	0	0	0						
Lo rd1		0	0	0.	0	0	0						
Hi In1		1.	0	0	0	0	0						
Hi rd1		9	9	9.	9	9	9						
Lo In2		0	0	0	0	0	0						
Lo rd2		0	0	0	0	0	0						
Hi In2		0	0	0	0	0	0						
Hi rd2		0	0	0	0	0	0						
CALib	-		0	0	1	0	0	Do Not Change Calib					

**Application:** Measure the closing time of a relay in msec to 0.001 msec resolution.

**Solution:** To close the relay, apply the same positive voltage to the relay coil and to meter Channel A. Wire the relay so that 0V is applied across Channel B when the contacts are closed. Set Input to “Stopwatch A to B.” Select a positive trigger slope for A and a negative trigger slope for B. Under Config, set Display Mode to sec. Set Gate Time to 0.01 sec. Select the coordinates of 2 points scaling method for Item #1. Set DecPt1 to 3 places. Set Hi In1 to 1.00000 (sec) and Hi Rd1 to 999.999 (msec). Ignore Item #2, which is not used.

- **TIME INTERVAL A TO B (A\_to\_b)** measures time between periodic inputs on Channels A and B. Timing starts when a pulse is applied to Channel A (positive edge if slope A is 0, negative edge if slope A is 1), and ends when a pulse is applied to Channel B (positive edge if slope B is 0, negative edge if slope B is 1). Pulse width may be measured by tying inputs A and B together and selecting a positive or negative edge to start (Slope A) and the opposite polarity edge to stop (Slope B). If multiple start and stop pulses occur during the *gate time*, the displayed value is the average of pulse widths. The value is updated at the end of each *gate time*. With a scale factor of 1, one count is one microsecond.
- **INVERSE TIME INTERVAL (\_\_1/Ab)** (Extended counter)  
Takes the inverse of time interval for a reading in /second. For example, if the average time interval for object to travel from point A to point B is 5 seconds, the inverse time interval would be 0.2/sec. For the average speed of the objects, simply apply a scale factor equal to the distance separating the two points, such as 7 (inches). Speed would then be displayed as  $7 \times 0.2 = 1.4$  (inches/sec). For a 6-digit reading, apply a scale multiplier of 10,000 and move the decimal point.
- **STOPWATCH A TO A (A\_to\_A)** measures time between the same positive (or negative) edge of start and stop pulses applied to Channel A. Single event times may be displayed as Item #1 in decimal seconds, minutes or hours, or in HH:MM:SS clock format. Time is reset to 0 when a new start pulse occurs. Accumulated total time may be displayed as Item #2. With a scale factor of 1, one count is one microsecond.
- **STOPWATCH A TO B (A\_to\_B)** measures time between a start pulse on Channel A and a stop pulse on Channel B. Timing is the same as for A to A, except that positive or negative edges may be selected separately for Channels A and B. This allows the pulse width measurement of single pulses by tying Channels A and B together. One slope is selected to start timing, and the opposite slope to stop timing.

- **INVERSE STOPWATCH TIME A TO A & A TO B ( $\frac{1}{AA}$  &  $\frac{1}{AB}$ )** (Extended counter)  
 Takes the inverse of stopwatch time for a reading in /second. For example, if the travel time for an object to travel from point A to point B is 5 seconds, the inverse stopwatch time interval would be 0.2/sec. For the speed of that object, simply multiply by a scale factor equal to the distance separating the two points, such as 7 (inches). Speed would then be displayed as  $7 \times 0.2 = 1.4$  (inches/sec). For a 6-digit reading, apply a scale multiplier of 10,000 and move the decimal point.

**DUTY CYCLE MODE (duty\_C)** (Extended counter)

Measures ON or OFF period of periodic square waves as a percentage of total period over a *gate time* which is selectable from 10 ms to 199.99 s. The same signal is applied to Channels A and B. ON or OFF time is measured between positive and negative edges of the signal, with averaging over multiple integral periods over the selected gate time. Apply a scale factor of 1 for readings in percent. Apply a 10 or 100 multiplier and move the decimal point by 1 or 2 positions for 0.1% or 0.01% resolution.

**PHASE ANGLE MODE (PHASE)** (Extended counter)

Measures the phase relationship in degrees between two signals with the same period over a *gate time* which is selectable from 10 ms to 199.99 s, with averaging over multiple integral periods over the selected gate time. The two signals are applied to Channels A and B. For best accuracy, both signals should have the same amplitude. The amplitude of sinusoidal signals should be larger than 1V, and the trigger level should be set at 12 mV (no jumper at A3 or B3, jumper at A2 and B2).

**PHASE ANGLE MEASUREMENT TO 0.01° RESOLUTION**

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6							
InPut			P	H	A	S	E	-	1	8	0	+		
SEtuP		0	0	1	0	0								
ConFIG				1	1	0	0							
dSPyno						0	1							
GATe t		0	0	0.	2	2								
ti Out		0	0	1.	0	0								
bAtCH		0	0	0	0	0								
FILtEr		0	0	1	0	5								
SLOPE						0	0							
DecPt1		1	1	1	1.	1	1							
Lo In1		0	0	0	0	0	0							
Lo rd1		0	0	0	0.	0	0							
Hi In1		1.	0	0	0	0	0							
Hi rd1		0	0	0	1.	0	0							
rESoLn							1							
CALib	-	0	0	0	0	0	0	Do Not Change Calib						

**Application:** Measure phase angle difference to 0.01° resolution between two AC signals centered around 0°.

**Solution:** Use an Extended counter, as required for phase angle measurement. Jumper the signal conditioner for maximum sensitivity to catch zero voltage crossings and minimize the effects of amplitude jitter. Apply one AC signal to Channel A and one to Channel B. Set Input to “PHASE +/- 180°.” The display will be in degrees. Set a gate time of 0.22 sec for 4 display updates per sec. Set both trigger slopes to positive. Set two decimal places. Select the coordinates of 2 points scaling method. Set Hi In1 to 1.00000 (degrees) and Hi Rd1 to 1.00 (degrees). As an alternative, select the scale and offset scaling method. Then simply select a scale value of 1.00000 and a multiplier of 100.

## DUTY CYCLE MEASUREMENT TO 0.01% RESOLUTION




Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6						
InPut		d	u	t	y		C	A		t	o		b
SEtuP			0	0	1	0	0						
ConFIG				1	1	0	0						
dSPyno						0	1						
GAtE t			1	0	0.	0	0						
ti Out			1	9	9.	9	9						
FiLtEr			0	0	1	0	5						
SLOPE						0	0						
DecPt1		1	1	1	1.	1	1						
Lo In1		0	0	0	0	0	0						
Lo rd1		0	0	0	0.	0	0						
Hi In1		1.	0	0	0	0	0						
Hi rd1		0	0	0	1.	0	0						
CALib	-		0	0	0	0	0	Do Not Change Calib					




**Application:** Measure “on” period of periodic pulses as a % of total period with .01% resolution over a time interval of 100 sec.




**Solution:** Phase angle measurement requires the Extended counter. Apply the same signal to Channels A & B. Set Input to “Duty Cycle (A to B) / A.” The native counts will be in percent. For a positive “on” pulse, set trigger slope to positive for A and negative for B. Select the coordinates of 2 points scaling method. Set Hi In1 to 1.00000 (percent) and Hi Rd1 to 1.00 (percent). As an alternative, select the scale and offset scaling method. Then simply select a scale value of 1.00000 and a multiplier of 100.




## SETUP OF COUNTERS WITH DUAL CHANNEL PULSE OR AC SIGNAL CONDITIONER




If the *MENU* > key does not work, see Section 9 “Enabling & Locking Out Menu Items.” Menus are dynamic. Menu items will only appear if appropriate for previously made menu selections. For example, Batch menu items will only appear if “Batch” was selected under “Rate.” Extended counter items will only appear if “Extended” was selected under “Config.”

 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>		
<b>InPut</b> Input	<b>rAtE</b> Rate modes	Basic	<b>A_b</b> Rate for Channel A (Item #1). Rate for Channel B (Item #2).	
			<b>A_OnLy</b> Rate for Channel A only (Item #1).	
		Extended meter only	<b>bAtCH</b> Batch control mode. Batch total (Item #1). Grand total or number of batches (Item #2). Fill rate (Item #3).	
			<b>A_Atot</b> Rate for Channel A (Item #1). Total for Channel A (Item #2).	
			<b>A_btot</b> Rate for Channel A (Item #1). Total for Channel B (Item #2).	
			<b>A+_b</b> Sum of rates A & B (Item #1). Rate A (Item #2). Rate B (Item #3).	
			<b>A-_b</b> Difference of rates A and B (Item #1). Rate A (Item #2). Rate B (Item #3).	
			<b>A.b</b> Product of rates A and B (Item #1). Rate A (Item #2). Rate B (Item #3).	
			<b>A/b</b> Rate A divided by rate B (Item #1). Rate A (Item #2). Rate B (Item #3).	
			<b>A/b-1</b> Draw, rate A / rate B - 1 (Item #1). Rate A (Item #2). Rate B (Item #3).	
		Basic	<b>A_b</b> Period Channel A (Item #1). Period for Channel B (Item #2).	
			<b>A_OnLy</b> Period for Channel A only (Item #1).	
			Extended meter only	<b>A+_b</b> Sum of periods A and B (Item #1). Period A (Item #2). Period B (Item #3).
				<b>A-_b</b> Difference of periods A and B (Item #1). Period A (Item #2). Period B (Item #3).
<b>A.b</b> Product of periods A and B (Item #1). Period A (Item #2). Period B (Item #3).				
<b>A/b</b> Ratio, period A divided by period B (Item #1). Period A (Item #2). Period B (Item #3).				
Period modes				




 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>		
<b>InPut</b> (continued)	<b>totAL</b> Total modes	<b>Basic</b> <b>A_b</b> Total for Channel A (Item #1). Total for Channel B (Item #2).		
		<b>A_OnLy</b> Total for Channel A only (Item #1).		
		<b>A-b_Ud</b> Running total (Item #1) of counts on Channel A minus counts on Channel B.		
		<b>burSt</b> Count of bursts (Item #1). Burst frequency (Item #2).		
		<b>b_ArAt</b> Total for Channel B (Item #1). Rate for Channel A (Item #2)		
		<b>A_bU/d</b> Total for Channel A (Item #1) with up/down control via Channel B.		
		<b>A_b InH</b> Total for Channel A (Item #1) with count inhibit control via Channel B.		
		<b>A + b</b> Sum of totals A and B (Item #1). Total A (item #2). Total B (Item #3).		
		<b>A - b</b> Difference of totals A and B (Item #1). Total A (item #2). Total B (Item #3).		
		<b>A . b</b> Product of totals A and B (Item #1). Total A (item #2). Total B (Item #3).		
		<b>A / b</b> Ratio of totals A and B (Item #1). Total A (item #2). Total B (Item #3).		
		<b>ti Int</b> Time interval mode	<b>ti Int</b> Time interval mode	<b>Basic</b> <b>A to b</b> Time interval (Item #1) for periodic events with pulse signals applied to Channels A & B.
		<b>StoP_t</b> Stopwatch modes		<b>Ext.</b> <b>1/Ab</b> Inverse of time interval (/sec) (Item #1) for periodic events with pulse signals applied to A & B.
<b>StoP_t</b> Stopwatch modes	<b>StoP_t</b> Stopwatch modes	<b>Basic</b> <b>A to A</b> Single event time (Item #1) between pulses on Channel A, or accumulated total time (Item #2).		
		<b>A to b</b> Single event time (Item #1) with pulses on Channels A &B, or accumulated total time (Item #2).		
		<b>Extended</b> <b>1/AA</b> Inverse of stopwatch time (/sec) (Item #1) for single events with pulse signals applied to A & A.		
		<b>1/Ab</b> Inverse of stopwatch time (/sec) (Item #1) for single events with pulse signals applied to A & B.		

 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>
<b>InPut</b> (continued)	<b>PHASE</b> Phase angle modes	<b>Extended</b> <b>0-360</b> Span from 0° to 360°. Select for phase angles centered around 180° (Item #1). <b>-180+</b> Span from -180° to +180°. Select for phase angles centered around 0° (Item #1).
	<b>duty_C</b> Duty cycle mode	<b>Ext.</b> <b>A to b</b> On or Off period of square waves as a percentage of total period (Item #1).
<b>SEtuP</b> Setup	<b>00000</b> Stored totals	<b>0</b> Zero totals at power-on. <b>1</b> Restore totals at power-on.
	<b>00000</b> Leading zeros	<b>0</b> Blank leading zeros. <b>1</b> Display leading zeros.
	<b>00000</b> Scaling method 1	<b>0</b> Input scale factor 1 and offset 1. <b>1</b> Use coordinates of 2 points method.
	<b>00000</b> Scaling method 2	<b>0</b> Input scale factor 2 and offset 2. <b>1</b> Use coordinates of 2 points method.
	<b>00000</b> Operation of rear connector control inputs 1 & 2. <b>True</b> = logic 1 (0V or tied to digital ground). <b>False</b> = 0 (5V or open).	<b>0</b> 1 = Meter Reset*, 2 = Function Reset* <b>1</b> 1 = Meter Reset*, 2 = Meter Hold* <b>2</b> 1 = Meter Reset*, 2 = Peak or Valley Display* <b>3</b> 1 = Meter Reset*, 2 = External Gate* <b>4</b> 1 = Function Reset*, 2 = Meter Hold* <b>5</b> 1 = Valley Only Display, 2 = Peak Only Display <b>6</b> 1 = Function Reset*, 2 = External Gate* <b>7</b> 1 = Meter Hold*, Peak or Valley Display* <b>8</b> 1 = Meter Hold*, 2 = External Gate* <b>9</b> 1 = Peak or Valley Display, 2 = External Gate* <b>A</b> 1 = Meter Reset*, 2 = Display Blank* <b>B</b> 1 = Function Reset*, 2 = Display Blank* <b>C</b> 1 = Meter Hold*, 2 = Display Blank* <b>D</b> 1 = Peak or Valley Display, 2 = Display Blank* <b>E</b> 1 = Display Blank, 2 = External Gate* <b>F</b> 1 = Display Item #2*, 2 = Display Item #3*  ----- With neither 1 nor 2, or both 1 & 2, display Item #1. 1 & 2 both at 0V for selections <b>5</b> , <b>7</b> , <b>D</b> = Function Reset* (erases all totals). 1 & 2 both at 0V for selections <b>0</b> , <b>1</b> , <b>2</b> , <b>3</b> , <b>4</b> , <b>6</b> , <b>8</b> , <b>A</b> , <b>B</b> , <b>C</b> , <b>E</b> = Meter Reset* (can restore totals).

 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>
<b>ConFIG</b> Configuration	<b>0000</b> Display mode	<b>0</b> Normal, overload to exponential format <b>1</b> Normal, overload to 999999 <b>2</b> 1 right-hand dummy zero <b>3</b> 2 right-hand dummy zeros <b>4</b> Time display in seconds <b>5</b> Time display in HH.MM.SS format <b>6</b> Remote display (H, K, L commands) <b>7</b> Single-value remote display <b>8</b> Show 1 <sup>st</sup> string value, slaved to another meter <b>9</b> Show 2 <sup>nd</sup> string value, slaved to another meter <b>A</b> Show 3 <sup>rd</sup> string value, slaved to another meter <b>B</b> Show 4 <sup>th</sup> string value, slaved to another meter <b>C</b> Custom Start, Stop, Skip, Show
	<b>0000</b> Counter mode	<b>0</b> Basic counter <b>1</b> Extended counter <b>2</b> Extended counter, custom curve linearization
	<b>0000</b> Square root	<b>0</b> Linear rate input. <b>1</b> Square root rate input.
	<b>0000</b> Not applicable	<b>0</b> Set to 0.
<b>dSPyno</b> Display #	<b>01</b> PEAK key action	<b>0</b> Display Peak <b>1</b> Display Valley <b>2</b> Peak (1 <sup>st</sup> push), Valley (2 <sup>nd</sup> push)
	<b>01</b> Item to display after Meter Reset*	<b>1</b> Item #1* <b>2</b> Item #2* <b>3</b> Item #3*
<b>GAte t</b> Gate time*	<b>000.00</b> <b>000.00</b> <b>000.00</b> <b>000.00</b> <b>000.00</b> Select digit to flash.	Select <b>0</b> thru <b>9</b> for flashing digit to set gate time* in seconds. Decimal point location is fixed for 10 ms resolution.
<b>ti_Out</b> Time-out*	<b>000.00</b> <b>000.00</b> <b>000.00</b> <b>000.00</b> <b>000.00</b> Select digit to flash.	Select <b>0</b> thru <b>9</b> for flashing digit to set time-out* in seconds. Decimal point location is fixed for 10 ms resolution.
<b>bAtCH</b> Batch setup	<b>00000</b> Handling of overshoot count at end of batch.	<b>0</b> Do not count extra pulses after Preset. Add Preset values to Grand Total. <b>1</b> Count all pulses. Add Preset values to Grand Total. <b>2</b> Do not count extra pulses after Preset. Add actual Batch Totals to Grand Total. <b>3</b> Count extra pulses after Preset. Add actual Batch Totals to Grand Total.
	<b>00000</b> Count direction	<b>0</b> Reset batch to 0 and count up to Setpoint 1. <b>1</b> Reset batch to Setpoint 1 and count down.
	<b>00000</b> Batch triggering	<b>0</b> Use internal gate time as delay between batches <b>1</b> Use External Input B to trigger each new batch.

 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>
<b>bAtCH</b> (continued)	<u>00000</u> Definition of Item #2	<u>0</u> Make Item #2 the Grand Total of all batches. <u>1</u> Make Item #2 the Total Number of batches.
	<u>00000</u> Action after Meter Reset	<u>0</u> Display "rEAdy." <b>RESET</b> key starts batching. <u>1</u> Start batching upon Meter Reset.
<b>FiLteR</b> Filtering	<u>00000</u> Filter type	<u>0</u> Adaptive moving average filter. Restarts filter for high actual changes in signal. <u>1</u> Conventional moving average filter without reset.
	<u>00000</u> Peak & Valley filtering	<u>0</u> Peak* or Valley* value from unfiltered signal. <u>1</u> Peak* or Valley* value from filtered signal.
	<u>00000</u> Display filtering	<u>0</u> Display value of unfiltered signal. <u>1</u> Display value of filtered signal.
	<u>00000</u> Adaptive filter threshold	<u>0</u> Set adaptive filter for normal noise. <u>1</u> Set adaptive filter for presence of high transients.
	<u>00000</u> Filter time constant	<u>0</u> No filter <u>1</u> 0.1 sec <u>2</u> 0.2 sec <u>3</u> 0.4 sec <u>4</u> 0.8 sec <u>5</u> 1.6 sec <u>6</u> 3.2 sec <u>7</u> 6.4 sec
<b>SLOPE</b> Triggering	<u>00</u> Trigger slope, Channel A	<u>0</u> Positive slope <u>1</u> Negative slope
	<u>00</u> Trigger slope, Channel B	<u>0</u> Positive slope <u>1</u> Negative slope
<b>dEC.Pt1</b> Decimal pt1	<u>1.11111</u> Decimal point flashes.	<u>1.11111</u> <u>11.1111</u> <u>111.111</u> <u>1111.11</u> <u>11111.1</u> <u>111111.</u> Press <b>^</b> to shift the decimal point.
<b>dEC.Pt2</b> Decimal pt2	<u>2.22222</u> Decimal point flashes.	<u>2.22222</u> <u>22.2222</u> <u>222.222</u> <u>2222.22</u> <u>22222.2</u> <u>222222.</u> Press <b>^</b> to shift the decimal point.
Scale and Offset scaling method if selected under <b>SEtuP</b>		
<b>SCALE1</b> Scale Factor 1	<u>0.00000</u> <u>0.00000</u> <u>0.00000</u> <u>0.00000</u> <u>0.00000</u> <u>0.00000</u> Select digit to flash for Scale Value. When right digit flashes, press <b>&gt;</b> one more time for the Scale Multiplier.	Select <b>-9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. This will set the Scale Value* from -9.99999 to 9.99999 with a fixed decimal point. Then press <b>^</b> to select a value from <b>0.00001</b> to <b>100000</b> in decade steps for the Scale Multiplier. Scale Factor = Scale Value x Scale Multiplier.
<b>OFFSt1</b> Offset 1	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>-9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Use <b>dEC.Pt1</b> to set the decimal point.
<b>SCALE2</b>	Scale Factor 2. Same setup process as for Scale Factor 1.	
<b>OFFSt2</b>	Offset 2. Same setup process as for Offset 1.	



 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>
Coordinates of 2 points scaling method if selected under <b>SEtuP</b>		
<b>Lo_In1</b> Low signal input 1.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
<b>Lo_rd1</b> Reading at Lo In1.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Decimal point is fixed by <b>dEC.Pt1</b> .
<b>Hi_In1</b> High signal input 1.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
<b>Hi_rd1</b> Reading at Hi In1.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Decimal point is fixed by <b>dEC.Pt1</b> .
<b>Lo_In2</b> Low signal input 2.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
<b>Lo_rd</b> Reading at Lo In2.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Decimal point is fixed by <b>dEC.Pt1</b> .
<b>Hi_In2</b> High signal input 1.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
<b>Hi_rd2</b> Reading at Hi In1.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Decimal point is fixed by <b>dEC.Pt1</b> .
Preset function. Displayed for Total modes <b>A-b_Ud</b> or <b>A_bU/d</b>		
<b>PrESet</b> Preset*	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. <b>dEC.Pt1</b> is used. When the meter counts up and reaches the Preset, it reverts to Offset1. When the meter counts down and reaches Offset1, it reverts to Preset. Set to 0 for no Preset.
Special curve offset for square root or custom curve linearization if selected under <b>ConFiG</b>		
<b>rd0_In</b>	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Decimal point is fixed by <b>dEC.Pt1</b> .

Scale multiplier for combinations of two channels (e.g., Ax/B) if selected under <b>InPut</b>		
<b>rESoLn</b> Resolution	Flashing 6-digit number in decade steps from <b>0.00001</b> to <b>100000</b>	Press $\wedge$ to select. This is a multiplier <b>R</b> to avoid overflow or underflow of arithmetic combinations of Channels A and B.
Quartz crystal time base calibration		
<b>_CALib</b>	Time base calibration.	Do not change. See Calibration section of manual.
Option dependent menu items		
<b>SourceE</b> <b>AL_SEt</b> <b>dEUn1b</b> <b>dEUn2b</b> <b>dEUn1h</b> <b>dEUn2h</b> Menu items related to <b>alarms</b> . These will only appear if a relay board is detected. If so, please see Section13.		
<b>An_SEt</b> <b>An_Lo</b> <b>An_Hi</b> Menu items related to <b>analog output</b> . These will only appear if an analog output board is detected. If so, please see Section14.		
<b>_SEr_1</b> <b>_SEr_2</b> <b>_SEr_3</b> <b>_SEr_4</b> Menu items related to <b>serial communications</b> . These will only appear if an RS232 or RS485 I/O board is detected. If so, please see Section 15.		
Menu lockout items		
<b>_Loc_1</b> <b>_Loc_2</b> <b>_Loc_3</b> <b>_Loc_4</b> Menu items used to enable or lock out (hide) other menu items. <b>Loc</b> menu items may be locked out by a hardware jumper. Please see Section 9.		

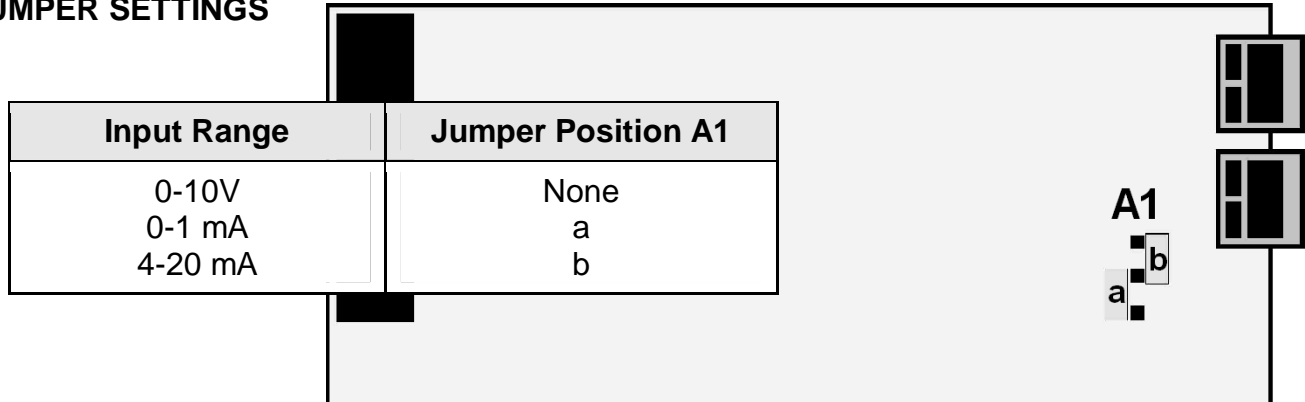
\* See Glossary for explanation of item.

## 10. PROCESS RECEIVER & TOTALIZER SIGNAL CONDITIONER

This signal conditioner board converts 0-1 mA, 4-20 mA or 0-10 V analog process signals to a frequency signal, which is then read by the counter main board and processed mathematically for display of rate, total (time x rate), time based on rate, or batch control. The board needs to be configured via jumpers for the input signal range. The meter software recognizes the board and brings up the applicable menu items for it.

Please see further manual pages for the following features: relay output (48), analog output (51), serial communications (53), and transducer excitation output (57).

### JUMPER SETTINGS



### OPERATING MODES

#### RATE FROM A 4-20 mA OUTPUT FLOW METER

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6						
InPut		U	F	4	-	2	0	A		O	n	L	y
SEtuP			0	0	1		0						
ConFiG				1	0	0	0						
dSPyno						0	1						
GATe t			0	0	0.	2	2						
FILtEr			0	0	1	0	5						
DecPt1		1	1	1.	1	1	1						
Lo In1		0	4.	0	0	0	0						
Lo rd1		0	0	0.	0	0	0						
Hi In1		2	0.	0	0	0	0						
Hi rd1		0	0	5.	8	2	0						
CALib	-		0	0	0	0	0	Do Not Change Calib					

**Application:** Display rate in GPM with 3 decimal places from a 4-20 mA flow meter where 4 mA = 0 GPM and 20 mA = 5.820 GPM.

**Solution:** Set Input to “VF420 A only.” Under Setup, select the coordinates of 2 points scaling method. Under Config, select a display of 999999 and filtering. Set the decimal point to 3 places. For scaling, set Hi In1 to 20.0000 and Hi Rd1 to 5.820. Set Gate Time to 0.22 sec, which will provide noise averaging at a display update rate of 4/sec. Also set a 1.6 sec adaptive moving average filter, which will process the equivalent of 6 readings.

#### RATE MODE (Basic Counter)

**Rate A** accepts 0-1 mA, 4-20 mA or 0-10 V analog process signals for a process display scaled to engineering units. Scaling is normally done using the coordinates of 2 points method, where low and high input signals and the corresponding desired low and high displayed values are entered. Scaling can also be done by entering scale and offset directly. With Scale1 set to 1 and Offset1 set to 0, the full analog input range is displayed as 0

to100000. Measurements are averaged over a gate time, which is programmable from 10 ms to 199.99 sec. Selecting a long gate time provides a slower display update rate but superior noise filtering. Moving average filtering is also available. Square root extraction is selectable for use with differential pressure flow transducers. Custom curve linearization is available with the Extended counter.

## RATE & TOTAL MODE (Basic Counter)

### TOTAL FROM A 4-20 mA OUTPUT FLOW METER

**Application:** Display Total from a 4-20 mA flow meter where 4 mA = 0 and 20 mA = 5.820 GPM.

**Solution:** Use Extended counter. Set Input to "VF420 A A Total," which displays Rate as Item #1 & Total as Item #2. Under dSPyno, select Item #2 to be displayed after meter reset. Set Gate Time to 0.1 sec to provide fast display updates with noise averaging. Set DecPt1 to 3 places for Rate and DecPt2 to 2 places for Total. Under Setup, select the coordinates of 2 points scaling method for Rate. Set Hi In1 to 20.0000 and Hi Rd1 to 5.820. You will need to use scale & offset to scale Total. Enter 1.66667 for Scale2 and a multiplier of 0.001. That is because totalizing sums rate readings every second. Since our rate is in units per minute, we have to divide by 60, then multiply by 0.1 for two decimal places. You may also enter a Cutoff such as 0.010 GPM, below which zero offset errors and negative values will not be totalized.

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6						
InPut		U	F	4	-	2	0	A		A	t	o	t
SEtuP			0	0	1		0						
ConFiG				1	1	0	0						
dSPyno						0	1						
CutoFF			0	0.	0	1	0						
GAtE t			0	0	0.	1	0						
FILtEr			0	0	1	0	3						
DecPt1		1	1	1.	1	1	1						
DecPt2		2	2	2	2.	2	2						
Lo In1		0	4.	0	0	0	0						
Lo rd1		0	0	0.	0	0	0						
Hi In1		2	0.	0	0	0	0						
Hi rd1		0	0	5.	8	2	0						
SCALE2		1.	6	6	6	6	7		0.	0	0	1	
OFFSt2		0	0	0	0.	0	0						
CALib	-		0	0	0	0	0	Do Not Change Calib					

**Rate A, Total A** allows rate to be displayed as Item #1 and total as Item #2. Scale2 and Offset2 apply to total. Total is calculated as the product of displayed rate and time in seconds. Since rate may be displayed in units per second, units per minute, units per hour or other units, the total must be scaled appropriately. If rate is in units per minute, multiply the total by 1/60. This is achieved by setting Scale2 to a scale factor of 1.66666 and a multiplier of 0.01. If rate is in units per hour, multiply the total by 1/3600. This is achieved by setting Scale2 to a scale factor of 2.77778 and a multiplier of 0.0001. If square root extraction or custom curve linearization (available with Extended counter) have been selected, totalizing will be of the linearized rate readings.

## BATCH CONTROL MODE (\_bAtCH) (Extended Counter)

**Batch control** uses the meter with a dual relay controller board to control repetitive fill operations. Relay #1 (or Setpoint #1) is used as the batch relay. Relay #2 (or Setpoint #2) can be assigned to another limit, such as pre-warn to slow filling near the setpoint, end-of-process, or rate alarm. The same signal is applied to Channels A and B.

- **In batch control mode without external resets**, the meter waits until the *RESET* key is pushed. It then energizes Relay #1 and displays the changing Batch Total. When the preset value is reached, Relay #1 de-energizes for the duration of the gate time setting. Relay #1 then re-energizes, the Batch Total resets, and the fill cycle repeats.
- **In batch control mode with external resets**, the meter waits a the end of every cycle

until an external *Function Reset* input is grounded for a minimum of 3.33 ms. This starts a new fill cycle by energizing Relay #1 and resetting the Batch Total. *Gate time* is not used.

Three values are tracked and can be separately displayed by pressing the *RESET* key: Item #1, the Batch Total; Item #2, the Grand Total of all batches or Number of Batches (selectable during setup); and Item #3, the Fill Rate.

- **Item #1, Batch Total**, is the total of input pulses for that batch. It may be configured to count up from 0 to a preset, or to count down from a preset to 0. The preset value is placed in *ALARM1*. *SCALE1* is positive whether counting up or down.
- **Item #2, Grand Total**, is the sum of previous Batch Totals and the current Batch Total. It can overflow to exponential format.
- **Item #2 (alternate), Number of Batches**, is the current count of batches. *SCALE1* does not apply. *dECPt1* is set to 1.
- **Item #3, Fill Rate**, is calculated with a fixed 20 ms (or 1 cycle min) *gate time*. It may be displayed as Item #3.

### BATCH CONTROL WITH A 4-20 mA OUTPUT FLOW METER

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6
InPut				r	A	t	E
SEtUP			1	0	0	1	0
ConFiG				1	1	0	0
dSPyno						0	1
CutoFF	0	0	0	0	0.		
GATe t			0	2	0.	0	0
bAtCH			1	0	0	1	0
FILtEr			0	0	1	0	5
SLOPE						0	0
DecPt1		1	1	1	1.	1	1
DecPt2		2	2	2	2.	2	2
SCALE1		1.	6	6	6	6	7
OFFSt1		0	0	5	5.	0	0
Lo In2		0	4.	0	0	0	0
Lo rd2		0	0	0	0.	0	0
Hi In2		2	0.	0	0	0	0
Hi rd2		0	0	3	9.	2	0
rESoLn							1
SourcE				1	1		
AL SET			0	0	2	4	0
dEUn1b		0	0	0	0.	0	0
dEUn2b		0	0	0	0.	0	0
CALib	-		0	0	0	0	0
Do Not Change Calib							
ALARM KEY	S	1	2	3	4	5	6
SETPT2	0	0	5	4.	0	0	

**Application:** Fill 55 gallon tanks. Use a 4-20 mA flow meter where 4 mA = 0 and 20 mA = 39.20 GPM. Slow down filling at 54 gallons. Cycle batches automatically with 20 sec between cycles. Display batch total & fill rate to 2 places. Also track number of batches.

**Solution:** Use an Extended counter with a dual relay output board. Set Input to “Rate Batch.” Set Batch to count up to ALARM1, to use Gate Time as delay between batches, and to make Item #2 the number of batches. Set Gate Time to 20 sec. Set DecPt1 and DecPt 2 to two decimal places for Items #1 and #3 (Batch Total and Rate). Scale Item #3 (Rate) using the coordinates of 2 points method so that 20.0000 mA will be displayed as 39.20 GPM. Scale Item #1 (Batch Total) by entering a Scale1 of 1.66667 and a multiplier of 0.01. That is because totalizing sums readings in gallons every second. Since our rate is in GPM, we have to divide by 60. Enter an Offset1 of 55.00 to serve as the batch setpoint in gallons. Set Setpoint2 to 54.00 to activate Relay 2 to slow the fill rate.




## 1/RATE MODE (Extended Counter)




An example of 1/Rate is the time it takes an item takes to travel through an oven at a measured rate. Like Rate, 1/Rate can be scaled using Scale1 and Offset1. With no offset and Scale1 set to 1, Rate A for the full analog input range will be displayed as 0-100000, and 1/A will be displayed as 100000/A. Both the A and 1/A readings are multiplied by Scale1 and offset by Offset1. With Scale1 set to 1, A is displayed as 10000, and 1/A is displayed as 100. With Scale1 set to 2, A is displayed as 20000, and 1/A is displayed as 200. If square root extraction is applied to rate, the rate display A is replaced by  $\sqrt{A}$ , and 1/A is replaced by  $1/\sqrt{A}$ . 1/A does not apply to custom curves.

Scaling may also be done by using the coordinates of 2 points method, which automatically calculates scale and offset for the displayed value when the low and high input signals and the corresponding desired low and high displayed values are entered.




## KEYSTROKES FOR SETUP




If the *MENU* > key does not work, see Section 9 “Enabling & Locking Out Menu Items.” Menus are dynamic. Menu items will only appear if appropriate for previously made menu selections. For example, Batch menu items will only appear if “Batch” was selected under “Rate.” Extended counter items will only appear if “Extended” was selected under “Config.”

 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>	
<b>InPut</b> Input	<b>VF0-10</b> 0-10V full-scale input	Basic	<b>A_OnLy</b> Rate for Channel A (Item #1).
	<b>VF4-20</b> 4-20 mA full-scale input		<b>A_Atot</b> Rate for Channel A (Item #1). Total for Channel A (Item #2).
	<b>VF_0-1</b> 0-1 mA full-scale input	Extended	<b>bAtCH</b> Batch control mode. Batch total (Item #1). Grand total or number of batches (Item #2). Fill rate (Item #3).
			<b>1/A</b> 1/Rate for Channel A (Item #1).
<b>SEtUp</b> Setup	<b>000_0</b> Stored totals	<b>0</b> Zero totals at power-on. <b>1</b> Restore totals at power-on.	
	<b>000_0</b> Leading zeros	<b>0</b> Blank leading zeros. <b>1</b> Display leading zeros.	
	<b>000_0</b> Scale factor 1 setup	<b>0</b> Input scale factor 1 and offset 1. <b>1</b> Use coordinates of 2 points method.	
	<b>000_0</b> Operation of rear connector inputs 1 & 2. <b>True</b> = logic 1 (0V or tied to digital ground). <b>False</b> = 0 (5V or open).	<b>0</b> 1 = Meter Reset*, 2 = Function Reset*	
		<b>1</b> 1 = Meter Reset*, 2 = Meter Hold*	
<b>2</b> 1 = Meter Reset*, 2 = Peak or Valley Display*			
<b>3</b> 1 = Meter Reset*, 2 = External Gate*			
<b>4</b> 1 = Function Reset*, 2 = Meter Hold*			
<b>5</b> 1 = Valley Only Display, 2 = Peak Only Display			
<b>6</b> 1 = Function Reset*, 2 = External Gate*			
<b>7</b> 1 = Meter Hold*, Peak or Valley Display*			
<b>8</b> 1 = Meter Hold*, 2 = External Gate*			
<b>9</b> 1 = Peak or Valley Display, 2 = External Gate*			
<b>A</b> 1 = Meter Reset*, 2 = Display Blank*			
<b>B</b> 1 = Function Reset*, 2 = Display Blank*			
<b>C</b> 1 = Meter Hold*, 2 = Display Blank*			
<b>D</b> 1 = Peak or Valley Display, 2 = Display Blank*			
<b>E</b> 1 = Display Blank, 2 = External Gate*			
<b>F</b> 1 = Display Item #2*, 2 = Display Item #3*			
----- With neither 1 nor 2, or both 1 & 2, display Item #1. 1 & 2 both at 0V for selections <b>5</b> , <b>7</b> , <b>D</b> = Function Reset* (erases all totals). 1 & 2 both at 0V for selections <b>0</b> , <b>1</b> , <b>2</b> , <b>3</b> , <b>4</b> , <b>6</b> , <b>8</b> , <b>A</b> , <b>B</b> , <b>C</b> , <b>E</b> = Meter Reset* (can restore totals).			

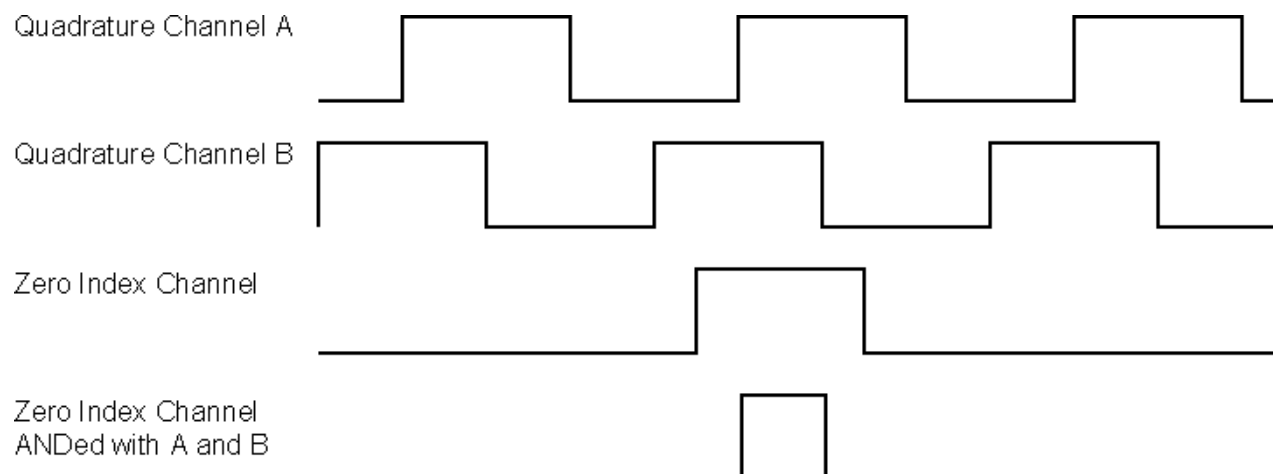
 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>
<b>ConFiG</b> Configuration	<u>0000</u> Display mode	<u>0</u> Normal, overload to exponential format <u>1</u> Normal, overload to 999999 <u>2</u> 1 right-hand dummy zero <u>3</u> 2 right-hand dummy zeros <u>4</u> Time display in seconds <u>5</u> Time display in HH.MM.SS format <u>6</u> Remote display (H, K, L commands) <u>7</u> Single-value remote display <u>8</u> Show 1 <sup>st</sup> string value, slaved to another meter <u>9</u> Show 2 <sup>nd</sup> string value, slaved to another meter <u>A</u> Show 3 <sup>rd</sup> string value, slaved to another meter <u>B</u> Show 4 <sup>th</sup> string value, slaved to another meter <u>C</u> Custom Start, Stop, Skip, Show
	<u>0000</u> Counter mode	<u>0</u> Basic counter <u>1</u> Extended counter <u>2</u> Extended counter, custom curve #1 selected <u>3</u> Extended counter, custom curve #2 selected
	<u>0000</u> Linearization mode	<u>0</u> Linear rate input. <u>1</u> Square root rate input.
	<u>0000</u> Rate cutoff enable for totalizing	<u>0</u> Do not totalize rate values below <b>CutoffF</b> value. (avoids totalizing small offsets from 0 rate value or negative rate values). <u>1</u> Totalize all rates (required for bidirectional flow).
<b>dSPyno</b> Display #	<u>01</u> PEAK key action	<u>0</u> Display Peak <u>1</u> Display Valley <u>2</u> Peak (1 <sup>st</sup> push), Valley (2 <sup>nd</sup> push)
	<u>01</u> Item to display after Meter Reset*	<u>1</u> Item #1* <u>2</u> Item #2* <u>3</u> Item #3*
<b>CutoffF</b> Totalizing cutoff*	<u>00000</u> <u>00000</u> <u>00000</u> <u>00000</u> <u>00000</u> Select digit to flash.	Select <u>0</u> thru <u>9</u> for flashing digits. In A_Atot or Batch modes, meter will not totalize rate values below this cutoff to avoid totalizing small offsets from zero.
<b>GAte t</b> Gate time*	<u>000.00</u> <u>000.00</u> <u>000.00</u> <u>000.00</u> <u>000.00</u> Select digit to flash.	Select <u>0</u> thru <u>9</u> for flashing digit to set gate time* in seconds. Decimal point location is fixed for 10 ms resolution. This is time over which rate is measured.
<b>ti_Out</b> Timeout*	<u>000.00</u> <u>000.00</u> <u>000.00</u> <u>000.00</u> <u>000.00</u> Select digit to flash.	Select <u>0</u> thru <u>9</u> for flashing digit to set timeout* in seconds. Decimal point location is fixed for 10 ms resolution. This is time during which batch relay is de-energized at the end of a batch cycle.



 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>
<b>bAtCh</b> Batch setup	<b>00000</b> & <b>00000</b>	<b>0</b> Not used with VF Batch. Set to 0.
	<b>00000</b> Batch triggering	<b>0</b> Use gate time* as delay between batches. <b>1</b> Use External Input B to start each new batch.
	<b>00000</b> Definition of Item #2	<b>0</b> Make Item #2 the Grand Total of all batches. <b>1</b> Make Item #2 the Total Number of batches.
	<b>00000</b> Action after Meter Reset	<b>0</b> Display "rEAdy." <b>RESET</b> key starts batching. <b>1</b> Start batching upon Meter Reset.
<b>FiLteR</b> Filtering	<b>00000</b> Signal filtering	<b>0</b> Adaptive moving average filter. Restarts filter for high actual changes in signal. <b>1</b> Conventional moving average filter without reset.
	<b>00000</b> Peak & Valley filtering	<b>0</b> Peak* or Valley* value from unfiltered signal. <b>1</b> Peak* or Valley* value from filtered signal.
	<b>00000</b> Display filtering	<b>0</b> Display value of unfiltered signal. <b>1</b> Display value of filtered signal.
	<b>00000</b> Adaptive filter setup	<b>0</b> Set adaptive filter for normal noise. <b>1</b> Set adaptive filter for presence of high transients.
	<b>00000</b> Filter time constant	<b>0</b> No filter <b>1</b> 0.1 sec <b>2</b> 0.2 sec <b>3</b> 0.4 sec <b>4</b> 0.8 sec <b>5</b> 1.6 sec <b>6</b> 3.2 sec <b>7</b> 6.4 sec
<b>dEC.Pt1</b> Decimal pt1	<b>1.1111</b> Decimal point flashes.	<b>1.1111</b> <b>11.1111</b> <b>111.111</b> <b>1111.11</b> <b>11111.1</b> <b>111111.</b> Press $\wedge$ to shift the decimal point.
<b>dEC.Pt2</b> Decimal pt2	<b>2.22222</b> Decimal point flashes.	<b>2.22222</b> <b>22.2222</b> <b>222.222</b> <b>2222.22</b> <b>22222.2</b> <b>222222.</b> Press $\wedge$ to shift the decimal point.
Scale and Offset scaling method if selected under <b>SEtuP</b>		
<b>SCALE1</b> Scale Factor 1	<b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> Select the digit to flash for the Scale Value, then press $\gt$ one more time for the Scale Multiplier.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. This will set the Scale Value* from -9.99999 to 9.99999 with a fixed decimal point. Then press $\wedge$ to select a value from <b>0.00001</b> to <b>100000</b> in decade steps for the Scale Multiplier. Scale Factor = Scale Value x Scale Multiplier.
<b>OFFSt1</b> Offset 1	<b>000000</b> <b>000000</b> <b>000000</b> <b>000000</b> <b>000000</b> <b>000000</b> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Use <b>dEC.Pt1</b> to set the decimal point.
<b>SCALE2</b>	Scale Factor 2.	Make the same Scale Factor 1.
<b>OFFSt2</b>	Offset 2.	Make the same as for Offset 1.

 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>
Coordinates of 2 points scaling method if selected under <b>SEtuP</b>		
<b>Lo_In1</b> Low signal input 1.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
<b>Lo_rd1</b> Reading at Lo In1.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Decimal point is fixed by <b>dEC.Pt1</b> .
<b>Hi_In2</b> High signal input 2.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
<b>Hi_rd2</b> Reading at Hi In2.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Decimal point is fixed by <b>dEC.Pt1</b> .
Special curve offset for square root or custom curve linearization if selected under <b>ConFIG</b>		
<b>rd0_In</b>	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Decimal point is fixed by <b>dEC.Pt1</b> .
Scale multiplier		
<b>rESoLn</b> Resolution	Flashing 6-digit number in decade steps from <b>0.00001</b> to <b>100000</b>	Press <b>^</b> to select. This multiplier <b>R</b> appears with the Batch mode and can be applied to Grand Total to set its decimal point.
Quartz crystal time base calibration		
<b>_CALib</b>	Time base calibration.	Do not change. See Calibration section of manual.
Option dependent menu items		
<b>Source</b> <b>AL_SEt</b> <b>dEUn1b</b> <b>dEUn2b</b> <b>dEUn1h</b> <b>dEUn2h</b> Menu items related to <b>alarms</b> . These will only appear if relay board is detected. If so, please see Section 13.		
<b>An_SEt</b> <b>An_Lo</b> <b>An_Hi</b> Menu items related to <b>analog output</b> . These will only appear if an analog output board is detected. If so, please see Section 14.		
<b>_SEr_1</b> <b>_SEr_2</b> <b>_SEr_3</b> <b>_SEr_4</b> Menu items related to <b>serial communications</b> . These will only appear if an RS232 or RS485 I/O board is detected. If so, please see Section 15.		
Menu lockout items		
<b>_Loc_1</b> <b>_Loc_2</b> <b>_Loc_3</b> <b>_Loc_4</b> Menu items used to enable or lock out (hide) other menu items. <b>Loc</b> menu items may be locked out by a hardware jumper. Please see Section 9.		

## 11 QUADRATURE SIGNAL CONDITIONER



The quadrature signal conditioner board can be used for quadrature position (with Basic or Extended main board) or for quadrature rate (with Extended main board). Two quadrature signals, which are 90° out of phase, are applied to the Channel A and B inputs. Their phase relationship determines whether the count is up (+) or down (-). A zero index signal may be applied to Channel Z as a position reference.

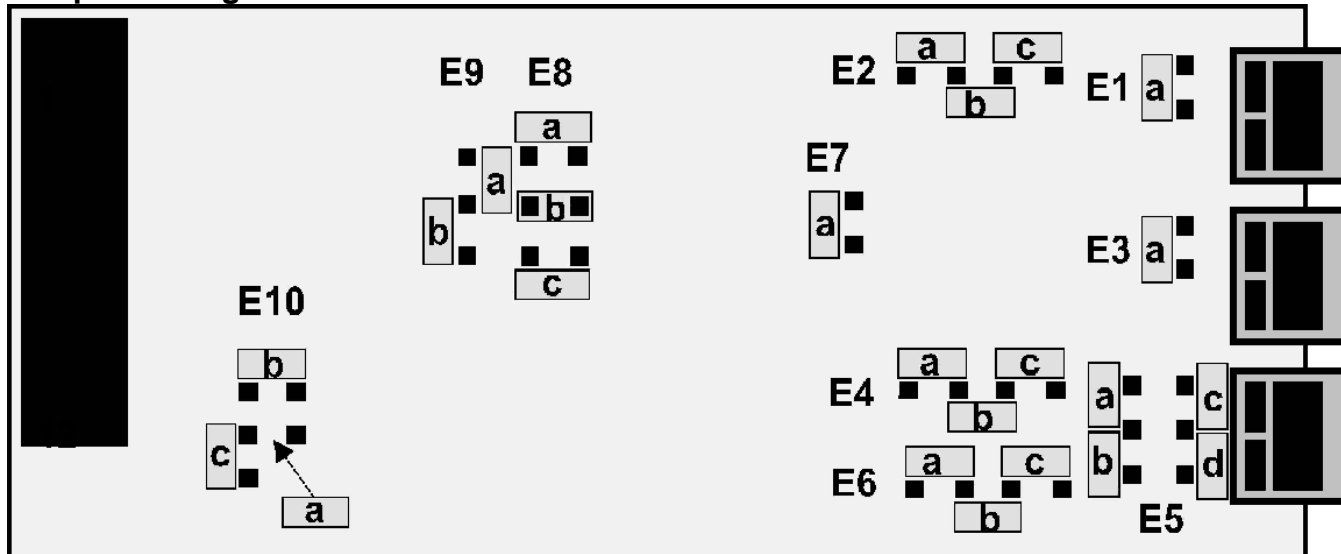
**Position in engineering units** is determined by adding or subtracting transitions, as determined by the signal phase relationship, applying a programmable scale factor to the total, and adding programmable Offset1 to the scaled total. The display update rate is set by a gate time, which is programmed to 10 ms. When the scaled total reaches a programmable Preset, it is reset to Offset 1.

**Rate in engineering units** is determined by measuring Rate A and Rate B in transitions per second for Channels A and B, subtracting Rate B from Rate A, and applying a scale factor. Rate is measured over a gate time, which is programmable from 10 ms to 199.99 sec. Since one of the two channels may not be measuring any pulses over the gate time, a timeout from 10 ms to 199.99 sec is also programmable. The meter update rate will never be less than every timeout. Quadrature rate provides a high resolution, high accuracy display.

**A zero index function** is available to zero the counts in the event of a pulse on a separate zero index channel. This function utilizes the programmable Pulses\* item. This is the number pulses between zero index marks x the edges per pulse (1, 2 or 4) x the scale factor. Since a wide zero index pulse could cause a count discrepancy in the region between transitions, the zero index pulse can be shaped by an AND combination with the A or B channels, as set by jumpers. Please see the diagram at the top of this page, which shows an AND combination of the zero index channel, Channel A and Channel B.

Please see further manual pages for the following features: relay output (48), analog output (51), serial communications (53), and transducer excitation output (57).

## Jumper Settings



Note: Letters indicate jumper position. Jumpers are installed on pins adjacent to letters.

Input Type	E2	E4	E6	E5
Single-ended (signal & return)	a, c	a, c	a, c	c
Differential	b	b	b	c
Differential (with excitation and no zero index)	b	b	-	b, d
Input Termination (for differential inputs only)	E1	E3	E5	
For long cable runs	a	a	a	
For short cable runs	none	none	none	
Phase for Up Count	E7			
A positive, negative B transition (A leads B)	none			
A positive, positive B transition (B leads A)	a			
Count-by Options	E9			
X1 = positive edge of A input	none			
X2 = positive & negative edges of A input	a			
X4 = positive & negative edges of A & B inputs	b			
Zero Index Polarity	E8			
Positive	c			
Negative	none			
Zero Index ANDing	E10		E8	

Zero Index (no ANDing)	c	-
Zero Index AND /A	a	-
Zero Index AND /B	a	a
Zero Index AND A	a	b
Zero Index AND B	a	a, b
Zero Index AND /A AND /B	b	-
Zero Index AND /A AND B	b	a
Zero Index AND A AND /B	b	b
Zero Index AND A AND B	b	a, b

**PROGRAMMING EXAMPLE FOR QUADRATURE TOTAL:  
DISPLAY DISTANCE TO 0.001 FT FROM A 1024 PULSE/REV QUADRATURE ENCODER**

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6						
InPut			q	u	A	d	r		t	o	t	A	L
SEtuP			0	0	1	0	0						
ConFiG				1	0	0	0						
dSPyno						0	1						
PULSES	0	1	0	2	4.								
GAteT			0	0	0.	1	0						
DecPt1		1	1	1.	1	1	1						
Lo In1		0	0	0	0	0	0						
Lo rd1		0	0	0.	0	0	0						
Hi In1		0	1	0	2	4.	0						
Hi rd1		0	0	1.	7	8	2						
CALib	-		0	0	0	0	0						

Do Not Change Calib

**Application:** Display distance in feet with 3 decimal points using a 1024 pulse/revolution quadrature encoder tied to a roller with 1.782 ft circumference.

**Solution:** Set Input to “Quadrature Total.” Set Gate Time to 0.01 sec for fast display updates. Set DecPt1 to 3 places. Under Setup, select coordinates of 2 points scaling method. Set Hi In1 to 1024.0 (pulses) and the desired Hi Rd1 to 1.782 (feet).




**KEYSTROKES FOR SETUP OF QUADRATURE TOTAL**

If the *MENU* > key does not work, see Section 9 “Enabling & Locking Out Menu Items.”

Press Menu	Press Digit Select Key		Press Value Select Key	
<b>InPut</b> Input	<b>quAdr</b> Quadrature	Basic meter	<b>totAL</b>	Quadrature total (select for position)
		Extended	<b>rAtE</b>	Quadrature rate.
<b>SEtuP</b> Setup	<b>00000</b>	Stored totals	<b>0</b>	Zero all totals at power-on
			<b>1</b>	Restore totals at power-on. Set <b>PULSES</b> to 0.
	<b>00000</b>	Leading zeros	<b>0</b>	Blank leading zeros.
			<b>1</b>	Display leading zeros.
	<b>00000</b>	Scaling method	<b>0</b>	Input scale factor 1 and offset 1
			<b>1</b>	Use coordinates of 2 points method
	<b>00000</b>	Not applicable	<b>0</b>	Set to 0.

	<u>00000</u> Operation of rear connector inputs 1 & 2. <b>True</b> = logic 1 (0V or tied to digital ground). <b>False</b> = 0 (5V or open).	<u>0</u> 1 = Meter Reset*, 2 = Function Reset* <u>1</u> 1 = Meter Reset*, 2 = Meter Hold* <u>2</u> 1 = Meter Reset*, 2 = Peak or Valley Display* <u>3</u> 1 = Meter Reset*, 2 = External Gate* <u>4</u> 1 = Function Reset*, 2 = Meter Hold* <u>5</u> 1 = Valley Only Display**, 2=Peak Only Display** <u>6</u> 1 = Function Reset*, 2 = External Gate* <u>7</u> 1 = Meter Hold**, Peak or Valley Display** <u>8</u> 1 = Reset Total A**, 2 = Reset Total B** <u>9</u> 1 = Force Alarm1, 2 = Force Alarm2 <u>A</u> 1 = Meter Reset*, 2 = Display Blank* <u>B</u> 1 = Function Reset*, 2 = Display Blank* <u>C</u> 1 = Meter Hold*, 2 = Display Blank*
	<u>00000</u> Operation of rear connector inputs 1 & 2. <b>True</b> = logic 1 (0V or tied to digital ground). <b>False</b> = 0 (5V or open).	<u>D</u> 1 = Peak or Valley Display**, 2 = Display Blank** <u>E</u> 1 = Display Blank, 2 = External Gate* <u>F</u> 1 = Display Item #2, 2 = Display Item #3 With 1 and 2 at 5V or open, Display Item #1. ----- * 1 & 2 both at 0V = Meter Reset (can restore totals). ** 1 & 2 both at 0V for selections <u>5</u> , <u>7</u> , <u>8</u> , <u>D</u> = Function Reset* (erases all totals).
<b>ConFiG</b> Configura- tion	<u>0000</u> Display mode	<u>0</u> Normal, overload to exponential format <u>1</u> Normal, overload to 999999 Normally select <u>1</u> , required for Preset function. See dual signal conditioner for other available modes.
	<u>0000</u> Counter type	<u>0</u> Basic counter (use for quadrature total) <u>1</u> Extended counter
	<u>0000</u> Square root	<u>0</u> Set to 0.
	<u>0000</u> V-to-F batch	<u>0</u> Set to 0.
<b>dSPyno</b> Display	<u>00</u> Item #	<u>0</u> Set to 0 (ignored for Quadrature Total).
	<u>00</u> Response to PEAK pushbutton	<u>0</u> Peak <u>1</u> Valley <u>2</u> Peak (1 <sup>st</sup> push), Valley (2 <sup>nd</sup> push)
<b>PULSES</b> Zero index pulses*	<u>00000</u> <u>00000</u> <u>00000</u> <u>00000</u> <u>00000</u> Select digit to flash.	Select <u>0</u> thru <u>9</u> for flashing digit to set zero index pulses. This should pulses per revolution x edges per pulse (1, 2 or 4) x scale factor.
<b>GAtE t</b> Gate time*	<u>000.00</u> <u>000.00</u> <u>000.00</u> <u>000.00</u> <u>000.00</u> Select digit to flash.	Select <u>0</u> thru <u>9</u> for flashing digit to set the display update rate from 10 ms to 199.99 s.

<b>dEC.Pt1</b> Decimal pt1	<b>1.11111</b> Decimal point flashes.	<b>1.11111 11.1111 111.111 1111.11 11111.1 111111.</b> Press $\wedge$ to shift decimal point.
Scale and Offset scaling method if selected under <b>SEtuP</b>		
<b>SCALE1</b> Scale Factor 1	<b>0.00000 0.00000 0.00000</b> <b>0.00000 0.00000 0.00000</b> Select the digit to flash for the Scale Value, then press $\gt$ one more time for the Scale Multiplier.	Select <b>-9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. This will set the Scale Value* from -9.99999 to 9.99999 with a fixed decimal point. Then press $\wedge$ to select a value from <b>0.00001</b> to <b>100000</b> in decade steps for the Scale Multiplier. Scale Factor = Scale Value x Scale Multiplier.
<b>OFFSt1</b> Offset 1	<b>000000 000000 000000</b> <b>000000 000000 000000</b> Select digit to flash.	Select <b>-9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. <b>dEC.Pt1</b> is used for decimal point.

 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>
Coordinates of 2 points scaling method if selected under <b>SEtUP</b>		
<b>Lo_In1</b> Low signal input 1.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
<b>Lo_rd1</b> Reading at Lo In1.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. <b>dEC.Pt1</b> is used for decimal point.
<b>Hi_In1</b> High signal input 2.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
<b>Hi_rd1</b> Reading at Hi In2.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Decimal point is fixed by <b>dEC.Pt1</b> .
<b>PrESet</b> Preset*	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. <b>dEC.Pt1</b> is used. When the meter counts up and reaches the Preset, it reverts to Offset1. When the meter counts down and reaches Offset1, it reverts to Preset. Set to 0 for no Preset.
<b>CALib</b>	Time base calibration	Not applicable to Total. Do not change value!
Option-dependent menu items		
<b>Source</b> <b>AL_SEt</b> <b>dEUn1b</b> <b>dEUn2b</b> <b>dEUn1h</b> <b>dEUn2h</b> Menu items related to <b>alarms</b> . These will only appear if a relay board is detected. If so, please see Section 13.		
<b>An_SEt</b> <b>An_Lo</b> <b>An_Hi</b> Menu items related to <b>analog output</b> . These will only appear if an analog output board is detected. If so, please see Section 14.		
<b>_SEr_1</b> <b>_SEr_2</b> <b>_SEr_3</b> <b>_SEr_4</b> Menu items related to <b>serial communications</b> . These will only appear if an RS232 or RS485 I/O board is detected. If so, please see Section 15.		
Menu lockout items		
<b>_Loc_1</b> <b>_Loc_2</b> <b>_Loc_3</b> <b>_Loc_4</b> Menu items used to enable or lock out (hide) other menu items. <b>Loc</b> menu items may be locked out by a hardware jumper. Please see Section 9.		

\* See Glossary for explanation of item.



**PROGRAMMING EXAMPLE FOR QUADRATURE RATE:  
 DISPLAY RATE TO 0.001 FT/SEC FROM A 1024 PULSE/REV QUADRATURE ENCODER**

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6
InPut			q	u	A	d	r
SEtUP			0	0	1	1	0
ConFIG				1	1	0	0
dSPYno						0	1
GATe t			0	0	0.	2	2
ti Out			0	0	1.	0	0
FILtEr			0	0	0	1	0
DecPt1		1	1	1.	1	1	1
DecPt2		2	2	2.	2	2	2
Lo In1		0	0	0	0	0	0
Lo rd1		0	0	0.	0	0	0
Hi In1		0	1	0	2	4.	0
Hi rd1		0	0	1.	7	8	2
Lo In2		0	0	0	0	0	0
Lo rd2		0	0	0.	0	0	0
Hi In2		0	1	0	2	4.	0
Hi rd2		0	0	1.	7	8	2
rESoLn							1
CALib	-		0	0	0	0	0




Do Not Change Calib




**Application:** Display rate in feet/sec with 3 decimal points using a 1024 pulse/revolution quadrature encoder tied to a roller with 1.782 ft circumference. Have 4 display updates per second.




**Solution:** Set Input to “Quadrature Total.” Set Gate Time to .22 sec so that the display update rate becomes .22 sec +30 ms +1 period. Set Time-out to 1 sec, so that pulse rates under 1 Hz are displayed as 0. Set both DecPt1 and DecPt2 to 3 places. Under Setup, select coordinates of 2 points scaling method. Set both Hi In1 and Hi In2 to 1024.0 (pulses/sec) and both the desired Hi Rd1 and Hi Rd2 to 1.782 (feet/sec). Note: the duplicate entries are required because the quadrature meter subtracts counterclockwise pulses from clockwise pulses.

## KEYSTROKES FOR SETUP OF QUADRATURE RATE

If the *MENU* > key does not work, see Section 9 “Enabling & Locking Out Menu Items.”

 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>	
<b>InPut</b> Input	<b>quAdr</b> Quadrature	Basic meter	<b>totAL</b> Quadrature total
		Extended	<b>rAtE</b> Quadrature rate
<b>SEtuP</b> Setup	<b>00000</b> Not applicable	<b>0</b>	Set to zero.
	<b>00000</b> Leading zeros	<b>0</b> <b>1</b>	Blank leading zeros. Display leading zeros.
	<b>00000</b> Scaling Method 1	<b>0</b> <b>1</b>	Input scale factor 1 and offset 1 Use coordinates of 2 points method
	<b>00000</b> Scaling Method 2		Make the same as Scaling Method 1
	<b>00000</b> Operation of rear connector inputs 1 & 2. <b>True</b> = logic 1 (0V or tied to digital ground). <b>False</b> = 0 (5V or open).	<b>0</b> <b>1</b> <b>2</b> <b>3</b> <b>4</b> <b>5</b> <b>6</b> <b>7</b> <b>8</b> <b>9</b> <b>A</b> <b>B</b> <b>C</b> <b>D</b> <b>E</b> <b>F</b>	1 = Meter Reset*, 2 = Function Reset* 1 = Meter Reset*, 2 = Meter Hold* 1 = Meter Reset*, 2 = Peak or Valley Display* 1 = Meter Reset*, 2 = External Gate* 1 = Function Reset*, 2 = Meter Hold* 1 = Valley Only Display, 2 = Peak Only Display 1 = Function Reset*, 2 = External Gate* 1 = Meter Hold*, Peak or Valley Display* 1 = Meter Hold*, 2 = External Gate* 1 = Peak or Valley Display, 2 = External Gate* 1 = Meter Reset*, 2 = Display Blank* 1 = Function Reset*, 2 = Display Blank* 1 = Meter Hold*, 2 = Display Blank* 1 = Peak or Valley Display, 2 = Display Blank* 1 = Display Blank, 2 = External Gate* 1 = Display Item #2*, 2 = Display Item #3*
<b>ConFIG</b> Configura- tion	<b>0000</b> Display mode	<b>0</b> <b>1</b>	Normal, overload to exponential format Normal, overload to 999999 Normally select <b>1</b> , required for Preset function. See dual signal conditioner for other available modes.
	<b>0000</b> Counter mode	<b>0</b> <b>1</b>	Basic counter Extended counter (required for Quadrature Rate)
	<b>0000</b> Not applicable	<b>0</b>	Set to 0.
	<b>0000</b> Not applicable	<b>0</b>	Set to 0.

 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>
<b>dSPyno</b> Display #	<b>01</b> PEAK key action  <b>01</b> Item to display after Meter Reset	<b>0</b> Display Peak <b>1</b> Display Valley <b>2</b> Peak (1 <sup>st</sup> push), Valley (2 <sup>nd</sup> push)  <b>1</b> Item #1* (Quadrature Rate = Rate A - Rate B) <b>2</b> Item #2* (Rate A) <b>3</b> Item #3* (Rate B)
<b>GAtE_t</b> Gate time*	<b>000.00 000.00 000.00</b> <b>000.00 000.00</b> Select digit to flash.	Select <b>0</b> thru <b>9</b> for flashing digit to set gate time* in seconds. Decimal point location is fixed for 10 ms resolution.
<b>ti_Out</b> Time-out*	<b>000.00 000.00 000.00</b> <b>000.00 000.00</b> Select digit to flash.	Select <b>0</b> thru <b>9</b> for flashing digit to set time-out* in seconds. Decimal point location is fixed for 10 ms resolution.
<b>FILtEr</b> Filtering	<b>00000</b> Signal filtering	<b>0</b> Adaptive moving average filter. Restarts filter for high actual changes in signal. <b>1</b> Conventional moving average filter without reset.
	<b>00000</b> Peak & Valley filtering	<b>0</b> Peak* or Valley* value from unfiltered signal. <b>1</b> Peak* or Valley* value from filtered signal.
	<b>00000</b> Display filtering	<b>0</b> Display value of unfiltered signal. <b>1</b> Display value of filtered signal.
	<b>00000</b> Adaptive filter setup	<b>0</b> Set adaptive filter for normal noise. <b>1</b> Set adaptive filter for presence of high transients.
	<b>00000</b> Filter time constant	<b>0</b> No filter <b>1</b> 0.1 sec <b>2</b> 0.2 sec <b>3</b> 0.4 sec <b>4</b> 0.8 sec <b>5</b> 1.6 sec <b>6</b> 3.2 sec <b>7</b> 6.4 sec
<b>dEC.Pt1</b> Decimal pt1	<b>1.11111</b> Decimal point flashes.	<b>1.11111 11.1111 111.111 1111.11 11111.1 111111.</b> Press $\wedge$ to shift decimal point of reading.
<b>dEC.Pt2</b> Decimal pt2	<b>2.22222</b> Decimal point flashes.	Make the same as <b>dEC.Pt1</b>
Scale and Offset scaling method if selected under <b>SEtuP</b>		
<b>SCALE1</b> Scale Factor 1	<b>0.00000 0.00000 0.00000</b> <b>0.00000 0.00000 0.00000</b> Select the digit to flash for the Scale Value, then press $\gt$ one more time for the Scale Multiplier.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. This will set the Scale Value* from -9.99999 to 9.99999 with a fixed decimal point. Then press $\wedge$ to select a value from <b>0.00001</b> to <b>100000</b> in decade steps for the Scale Multiplier. Scale Factor = Scale Value x Scale Multiplier.
<b>OFFSt1</b> Offset 1	<b>000000 000000 000000</b> <b>000000 000000 000000</b> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Use <b>dEC.Pt1</b> to set the decimal point.
<b>SCALE2</b>	Scale Factor 2	Make the same as <b>SCALE1</b> .
<b>OFFSt2</b>	Offset 2	Make the same as <b>OFFSt1</b> .

 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>
Coordinates of 2 points scaling method if selected under <b>SEtUP</b>		
<b>Lo_In1</b> Low signal input 1.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
<b>Lo_rd1</b> Reading at Lo In1.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Decimal point is fixed by <b>dEC.Pt1</b> .
<b>Hi_In1</b> High signal input 1.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
<b>Hi_rd1</b> Reading at Hi In1.	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit and <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Decimal point is fixed by <b>dEC.Pt1</b> .
<b>Lo_In2</b>	Low signal input 2.	Make the same as <b>Lo_In1</b>
<b>Lo_rd2</b>	Reading at Lo In2	Make the same as <b>Lo_rd1</b>
<b>Hi_In2</b>	High signal input 2	Make the same as <b>Hi_In1</b>
<b>Hi_rd2</b>	Reading at Hi In2.	Make the same as <b>Hi_rd1</b>
Other setup parameters		
<b>rESoLn</b> Reading multiplier	Flashing 6-digit number in decade steps from <b>0.00001</b> to <b>100000</b>	Press <b>^</b> to select a decade multiplier <b>R</b> for the rate reading. Set to <b>1</b> .
<b>_CALib</b>	Time base calibration	Do not change. See Calibration section of manual.
Option dependent menu items		
<b>Source</b> <b>AL_SEt</b> <b>dEUn1b</b> <b>dEUn2b</b> <b>dEUn1h</b> <b>dEUn2h</b> Menu items related to <b>alarms</b> if a relay board is detected. If so, please see Section13.		
<b>An_SEt</b> <b>An_Lo</b> <b>An_Hi</b> Menu items related to <b>analog output</b> if an analog output board is detected. If so, please see Section14.		
<b>SEr_1</b> <b>SEr_2</b> <b>SEr_3</b> <b>SEr_4</b> Menu items related to <b>serial communications</b> if a serial board is detected. If so, please see Section 15.		
Menu lockout items		
<b>Loc_1</b> <b>Loc_2</b> <b>Loc_3</b> <b>Loc_4</b> Menu items used to enable or lock out (hide) other menu items. <b>Loc</b> menu items may be locked out by a hardware jumper. Please see Section 9.		

## 12. SERIAL INPUT METER / REMOTE DISPLAY OPERATION

With a Basic counter main board and a serial interface board, the counter can operate as a 6-digit serial input meter (or remote display) to display serial data received from a computer or PLC, or act as a slave display to another meter, counter or timer with a serial output. A signal conditioner board is not required, but will not interfere with remote display operation if installed.

**The serial I/O interface** can be provided by any of the following:

- **RS232 board:** single RJ11 or RJ11 & USB connectors for point-to-point communications. *ASCII Protocol Serial Communications Manual* available on our website.
- **RS485 board:** two RJ11 or RJ11 & USB connectors for multipoint communications, with digital addressing of up to 31 devices. Jumper selectable 2-wire (half duplex) or 4-wire (full duplex). *ASCII Protocol Serial Communications Manual* available on our website.
- **Modbus RS485 board:** two RJ45 connectors for multipoint communications, with digital addressing of up to 247 devices. Jumper selectable half duplex (2-wire) or full duplex connection. *Modbus Protocol Serial Communications Manual* available on our website.

**Slave display operation** to the RS232 output of another meter requires that the jumper **h** be installed on the RS232 board of the slave meter. Also required is a **reversing phone cable**, where the wire colors of the two connectors are reversed from left to right. For more information, please see the Serial Communications Options section of this manual or the Jumper Settings sections of the *Custom ASCII Protocol Serial Communications Manual*.

**With an optional relay output board** (contact or solid state relays), the serial input meter can provide remote alarm or control capability. The meter can be programmed so that the relays respond to the displayed reading or to received control characters. For setup information, please see the Dual Relay Output Option section of this manual.

**With the optional analog output board**, the serial input meter can provide an isolated, scalable 4-20 mA, 0-20 mA or 0-10V analog output which tracks the displayed reading, thereby serving as a serial-to-analog converter. For setup information, please see the Analog Output Option section of this manual.

**Front panel setup** required for serial input meter (or remote display) operation is shown on the next page. Two items require special explanation:




- The first digit under **ConFig** item should be set to a value **6** thru **C**. If no signal conditioner board is detected, the meter defaults to setting **6**, where **H**, **L**, **K** commands are enabled. **H** means display the remote data only. **K** means that the received value is stored as Item #3, to become the source for alarm comparisons and analog output. **L** means both **H** and **K**. In slave mode, the remote meter can display any item of up to four data Items (or string values), such as the Sum of Rates A & B (Item #1), Rate A (Item #2), or Rate B (Item #3).
- A timeout **ti\_Out** can be set to a value from 10 ms to 199.99 sec. This is how long a serial reading will be displayed in the absence of a new serial input. If timeout is set to 0, the display will persist indefinitely in the absence of a new input.

**Additional programmable features** of the serial input meter are detailed in the “Command Mode for Remote Display Operation of Counter / Timer” and “Data Formats” sections of the *Custom ASCII Protocol Serial Communications Manual*. In particular, Mode 12 (hex C), which is invoked by setting the first digit under *ConFIG* to C, allows extraction of data from an ASCII string that contains multiple data values or non-numeric characters. This mode can accommodate selected Start and Stop characters. Any number of characters between the Start character and the data can be masked OFF. Up to 8 display characters (including sign and decimal point) can be masked ON. Any number of characters between the last displayed character and the Stop character can be masked OFF.

*Instrument Setup* software is required to set up parameters for the Remote Display in Mode 12 (hex C). This software is downloadable from our website.

### SELECTED FRONT PANEL SETUP ITEMS FOR SERIAL INPUT METER (not consecutive)

If the *MENU* > key does not work, see Section 9 “Enabling & Locking Out Menu Items.”




 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>
<b>ConFIG</b> Configuration	<u>0000</u> Display mode	<u>6</u> Remote display (H, K, L commands) <u>7</u> Single-value remote display <u>8</u> Show 1 <sup>st</sup> string value, slaved to another meter <u>9</u> Show 2 <sup>nd</sup> string value, slaved to another meter <u>A</u> Show 3 <sup>rd</sup> string value, slaved to another meter <u>B</u> Show 4 <sup>th</sup> string value, slaved to another meter <u>C</u> Custom Start, Stop, Skip, Show characters
<b>ti_Out</b> Time-out	<u>000.00</u> <u>000.00</u> <u>000.00</u> <u>000.00</u> <u>000.00</u> Select digit to flash.	Select <u>0</u> thru <u>9</u> for flashing digit to set time-out in seconds. Decimal point location is fixed for 10 ms resolution.
<b>SEr 1</b>	<u>000</u> Baud rate Fixed parameters: No parity, 8 data bits, 1 stop bit	<u>0</u> 300 baud <u>1</u> 600 baud <u>2</u> 1200 baud <u>3</u> 2400 baud <u>4</u> 4800 baud <u>5</u> 9600 baud <u>6</u> 19200 baud
<b>SEr 2</b>	<u>0000</u> Meter address	Select <u>0</u> thru <u>F</u> for addresses 1 thru 15. Select <u>0.</u> thru <u>F.</u> (with decimal point) for addresses 16 thru 31.
<b>SEr 3</b>	<u>00000</u> RS485	<u>0</u> Full duplex <u>1</u> Half duplex
<b>SEr 4</b>	<u>000</u> Serial protocol	<u>0</u> Custom ASCII <u>1</u> Modbus RTU <u>2</u> Modbus ASCII
	<u>000</u> Parity	<u>0</u> None <u>1</u> Odd <u>2</u> Even
<b>Addr</b>	<u>000</u> <u>000</u> <u>000</u> Modbus address	<u>158</u> Select <u>0</u> through <u>9</u> for flashing digit. Address range is 1 to 247.

## 13. DUAL & QUAD RELAY OUTPUT OPTIONS

An optional relay board may be installed in the meter main board at plug position P2, adjacent to the power supply board. Four board versions are available: 2 or 4 relays, contact or solid state. Once installed, the relay board is recognized by the meter software or PC-based Instrument Setup software, which will bring up the appropriate menu items for the type of board. These menu items will not be brought up if a relay board is not detected. Menu selections for relays 3 and 4 will not be brought up if the dual relay board is detected. All relay boards offer a choice of operating modes: normally off or on, latched or non-latched, hysteresis band, deviation band, alarm based on filtered or unfiltered signal, and selectable number of readings in alarm zone for alarm. The source compared to the setpoint may be the displayed item or a non-displayed item. Please see the Glossary at the end of this manual for an explanation of special terms.




### VIEWING & CHANGING SETPOINTS

The < (Alarms) key can be used to step through and view setpoints while the meter continues to make conversions and performs setpoint control. If the > (Peak) key is pressed while a setpoint is displayed, conversion stops and the setpoint can be changed. After pressing < you have 30 seconds, or the meter reverts to the normal display. To view setpoints, menu item Loc1, digit 4, must have been set to 0. To change setpoints, menu item Loc4, digit 6, must have been set to 0.







 <b>Press Alarms</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>
<b>3950.00</b> Press < (Alarms) to display Alarm 1 setpoint.	<b>3950.00</b> Current setpoint 1 value blinks, and Alarm 1 LED indicator lights. Press > to select a digit, which will blink.	<b>3050.00</b> To change setpoint 1 value, press ^ to change selected blinking digits.
<b>3950.00</b> Press < (Alarms) to display Alarm 2 setpoint.	<b>3950.00</b> Current setpoint 2 value blinks, and Alarm 2 LED indicator lights. Press > to select a digit, which will blink.	<b>3050.00</b> To change setpoint 2 value, press ^ to change selected blinking digits.
<b>3950.00</b> Press < (Alarms) to display Alarm 3 setpoint.	<b>3950.00</b> Current setpoint 3 value blinks, and Alarm 3 LED indicator lights. Press > to select a digit, which will blink.	<b>3050.00</b> To change setpoint 3 value, press ^ to change selected blinking digits.
<b>3950.00</b> Press < (Alarms) to display Alarm 4 setpoint.	<b>3950.00</b> Current setpoint 4 value blinks, and Alarm 4 LED indicator lights. Press > to select a digit, which will blink.	<b>3050.00</b> To change setpoint 4 value, press ^ to change selected blinking digits.
<b>3000.24</b> Press < (Alarms) again. Meter will reset and display the current reading.		

## KEYSTROKES FOR SETUP

If the *MENU* > key does not work, see Section 9 “Enabling & Locking Out Menu Items.”

 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>	
<b>Source</b> Source to compare to setpoint	<b>0000</b> Setpoint 1 compared to:	<b>1</b> Filtered item <b>1</b> Item #1	<b>2</b> Item #2 <b>3</b> Item #3
	<b>0000</b> Setpoint 2 compared to:	<b>1</b> Filtered item <b>1</b> Item #1	<b>2</b> Item #2 <b>3</b> Item #3
	<b>0000</b> Setpoint 3 compared to:	<b>1</b> Filtered item <b>1</b> Item #1	<b>2</b> Item #2 <b>3</b> Item #3
	<b>0000</b> Setpoint 4 compared to:	<b>1</b> Filtered item <b>1</b> Item #1	<b>2</b> Item #2 <b>3</b> Item #3
<b>AL SEt</b> Alarm Setup for relays 1 & 2 if detected.  Press > until <i>ALSEt</i> is displayed.	<b>00000</b> Relay state when alarm is active	<b>0</b> Relay 1 on <b>1</b> Relay 1 off <b>2</b> Relay 1 on <b>3</b> Relay 1 off	Relay 2 on Relay 2 on Relay 2 off Relay 2 off
	<b>00000</b> Alarm latching or non-latching (auto reset) (see Glossary)	<b>0</b> AL1 auto reset <b>1</b> AL1 latching <b>2</b> AL1 auto reset <b>3</b> AL1 latching	AL2 auto reset AL2 auto reset AL2 latching AL2 latching
	<b>00000</b> Alarm operates at and above setpoint (active high) or at and below setpoint (active low). (see Glossary)	<b>0</b> AL1 active high <b>1</b> AL1 active low <b>2</b> AL1 disabled <b>3</b> AL1 active high <b>4</b> AL1 active low <b>5</b> AL1 disabled <b>6</b> AL1 active high <b>7</b> AL1 active low <b>8</b> AL1 disabled	AL2 active high AL2 active high AL2 active high AL2 active low AL2 active low AL2 active low AL2 disabled AL2 disabled AL2 disabled
	<b>00000</b> Hysteresis mode or band deviation mode (see Glossary)	<b>0</b> AL1 band deviation <b>1</b> AL1 hysteresis <b>2</b> AL1 band deviation <b>3</b> AL1 hysteresis <b>4</b> No deviation or hysteresis on menu.	AL2 band deviation AL2 band deviation AL2 hysteresis AL2 hysteresis
	<b>00000</b> Number of consecutive readings in alarm zone to cause an alarm	<b>0</b> After 1 reading <b>1</b> After 2 readings <b>2</b> After 4 readings <b>3</b> After 8 readings	<b>4</b> After 16 readings <b>5</b> After 32 readings <b>6</b> After 64 readings <b>7</b> After 128 readings



 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
<b>ALS 34</b> Alarm Setup for relays 3 & 4 if detected.	<b>00000</b> Relay state when alarm is active.	<b>0</b> Relay 3 on      Relay 4 on <b>1</b> Relay 3 off      Relay 4 on <b>2</b> Relay 3 on      Relay 4 off <b>3</b> Relay 3 off      Relay 4 off
	<b>00000</b> Alarm latching or non-latching (auto reset). (see Glossary)	<b>0</b> Alarm 3 auto reset      Alarm 4 auto reset <b>1</b> Alarm 3 latching      Alarm 4 auto reset <b>2</b> Alarm 3 auto reset      Alarm 4 latching <b>3</b> Alarm 3 latching      Alarm 4 latching
	<b>00000</b> Alarm operates at and above setpoint (active high) or at and below setpoint (active low). (see Glossary)	<b>0</b> AL3 active high      AL4 active high <b>1</b> AL3 active low      AL4 active high <b>2</b> AL3 disabled      AL4 active high <b>3</b> AL3 active high      AL4 active low <b>4</b> AL3 active low      AL4 active low <b>5</b> AL3 disabled      AL4 active low <b>6</b> AL3 active high      AL4 disabled <b>7</b> AL3 active low      AL4 disabled <b>8</b> AL3 disabled      AL4 disabled
	<b>00000</b> Hysteresis mode or band deviation mode (see Glossary)	<b>0</b> AL3 band deviation      AL4 band deviation <b>1</b> AL3 hysteresis      AL4 band deviation <b>2</b> AL3 band deviation      AL4 hysteresis <b>3</b> AL3 hysteresis      AL4 hysteresis
	<b>00000</b> Number of consecutive readings in alarm zone to cause an alarm.	<b>0</b> After 1 reading <b>4</b> After 16 readings <b>1</b> After 2 readings <b>5</b> After 32 readings <b>2</b> After 4 readings <b>6</b> After 64 readings <b>3</b> After 8 readings <b>7</b> After 128 reading
 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
<b>dEUn1H</b> Alarm 1 hysteresis	<b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b>	Select <b>9</b> thru <b>9</b> for flashing first digit, <b>0</b> thru <b>9</b> for other flashing digits. Alarms will activate above the setpoint by the value entered and deactivate below the setpoint by the value entered. See Glossary.
<b>DEUn2H</b> Alarm 2 hysteresis	<b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b>	
<b>DEUn1b</b> Alarm 1 band deviation	Select digit to flash	
<b>DEUn2b</b> Alarm 2 band deviation		
<b>dEUn3H</b> Alarm 3 hysteresis		
<b>DEUn4H</b> Alarm 4 hysteresis		
<b>DEUn3b</b> Alarm 3 band deviation		
<b>DEUn4b</b> Alarm 4 band deviation		

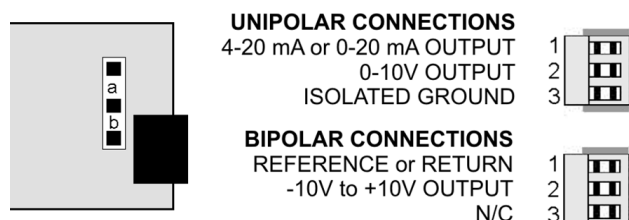
\* See Glossary for explanation of item.

## 14. SINGLE & DUAL ANALOG OUTPUT OPTIONS

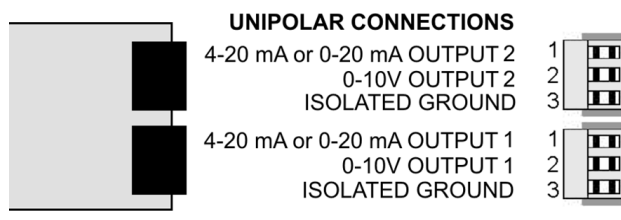
Two versions of an analog board may be installed in the meter at rear panel jack position J4, adjacent to the signal conditioner board. Once installed, this board is recognized by the meter, which will bring up the appropriate menu items for it. These will not be brought up if an analog output board is not installed.

**A single analog output version** can be configured for unipolar 4-20 mA current, 0-20 mA current or 0-10V voltage, or bipolar -10 to +10V voltage (with a 20V voltage swing). Unipolar or bipolar operation is selected by a jumper.

**A dual analog output version** can be configured for two unipolar outputs, which can each be 4-20 mA, 0-20 mA or 0-10V. Current or voltage output is selected at each connector.



Unipolar current or voltage: Jumper **a**  
 Bipolar -10 to +10 voltage: Jumper **b**



No jumpers, only selections at the connectors.

**With either board**, current or voltage output is selected at the connector and in the Menu. The low analog output (0 mA, 4 mA, 0V, or -10V) may be set to correspond to any low displayed reading **An\_Lo**. The high analog output (20 mA, 0V or 10V) may be set to correspond to any high displayed reading **An\_Hi**. The meter will then apply a straight line fit between these two end points to provide an analog output scaled to the meter reading. The decimal point location is fixed by the **dEC.Pt1** selection.




### KEYSTROKES FOR SETUP OF SINGLE ANALOG OUTPUT BOARD

If the **MENU >** key does not work, see Section 9 “Enabling & Locking Out Menu Items.”

Press Menu	Press Digit Select Key	Press Value Select Key
<b>An_SEt</b> Analog Output Setup. Press <b>&gt;</b> until <i>AnSEt</i> is displayed.	<b>00</b> Calibration output selection.	<b>0</b> 0-20 mA current output <b>1</b> 0-10V voltage output <b>2</b> 4-20 mA current output <b>3</b> -10V to+10V voltage output
	<b>00</b> Analog output source.	<b>0</b> Filtered item <b>2</b> Item 2 <b>1</b> Item 1 <b>3</b> Item 3
<b>An_Lo</b> Low displayed value for -10V, 0V, 0 mA, or 4 mA	<b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> Select digit to flash	Select <b>0</b> thru <b>9</b> for flashing digit.
<b>An_Hi</b> High displayed value for 10V or 20 mA output	<b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> Select digit to flash	Select <b>0</b> thru <b>9</b> for flashing digit.

## KEYSTROKES FOR SETUP OF DUAL ANALOG OUTPUT BOARD

If the *MENU* > key does not work, see Section 9 “Enabling & Locking Out Menu Items.”

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
<b>An_SEt</b> Analog Output Setup. Press > until <i>AnSEt</i> is displayed.	<b>0000</b> Scaling of analog output 2	<b>0</b> 0-20 mA current output <b>1</b> 0-10V voltage output <b>2</b> 4-20 mA current output
	<b>0000</b> Source of analog output 2	<b>0</b> Filtered item <b>2</b> Item 2 <b>1</b> Item 1 <b>3</b> Item 3
	<b>0000</b> Scaling of analog output 1	<b>0</b> 0-20 mA current output <b>1</b> 0-10V voltage output <b>2</b> 4-20 mA current output
	<b>0000</b> Source of analog output 1	<b>0</b> Filtered item <b>2</b> Item 2 <b>1</b> Item 1 <b>3</b> Item 3
<b>An_Lo1</b> Low displayed value for 0V, 0 mA, or 4 mA output	<b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> Select digit to flash	Select <b>0</b> thru <b>9</b> for flashing digit.
<b>An_Hi1</b> High displayed value for 10V or 20 mA output	<b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> Select digit to flash	Select <b>0</b> thru <b>9</b> for flashing digit. <b>dEC.Pt1</b> selection.
<b>An_Lo2</b> Low displayed value for 0V, 0 mA, or 4 mA output	<b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> Select digit to flash	Select <b>0</b> thru <b>9</b> for flashing digit.
<b>An_Hi2</b> High displayed value for 10V or 20 mA output	<b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> <b>0.00000</b> Select digit to flash	Select <b>0</b> thru <b>9</b> for flashing digit.

## 15. SERIAL COMMUNICATIONS OPTIONS

A **serial communications board** may be connected to the meter main board at plug position P13 (middle position). Available boards are RS232, RS485 (with dual RJ11 connectors), RS485 Modbus (with dual RJ45 connectors), USB, USB-to-RS485 converter, Ethernet, and Ethernet-to-RS485 converter. The dual connectors of RS485 boards are wired in parallel to allow daisy chaining of addressable meters without use of a hub. Three serial communication protocols are selectable for all serial boards: Custom ASCII, Modbus RTU, and Modbus ASCII.

A **USB-to-RS485 converter board** or an **Ethernet-to-RS485 converter board** allows a meter to be interfaced to a computer and be the device server for a network of up to 31 other meters on an RS485 bus, while itself retaining all capabilities of a meter. The remote meters need to be equipped with our RS485 digital interface board with dual 6-pin RJ11 jacks, not our RS485 digital interface with dual 8-pin RJ45 jacks. The dual 6-pin RJ11 jacks on the RS485 board are wired in parallel to allow multiple meters to be daisy-chained using readily-available 6-wire data cables with no need for hand-wiring or an RS485 hub. The outer two wires are used for ground.


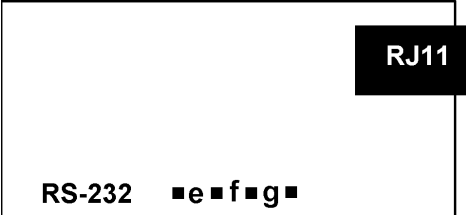
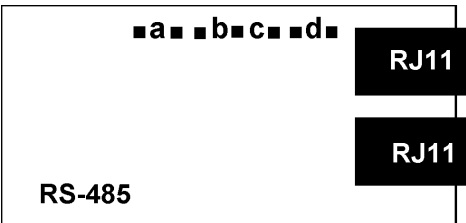
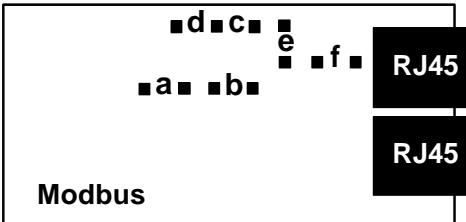

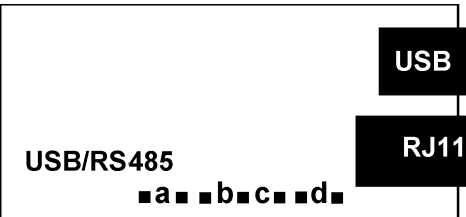
**Use 6-wire, straight-through data cables, not 4-wire telephone cables or crossover cables,** all the way from the device server to the last device on the RS485 bus. Connect ATX to ATX, BTX to BTX, etc., with no crossover as you go from device to device.

**To connect a meter with a USB board to a computer,** use a USB cable with Type A and Type B connectors. The computer will display “Found new Hardware” followed by “Welcome to the Found new Hardware Wizard.” Follow the instructions for software installation from a CD. When the installation is complete, use Device Manager to determine the com port. To get to Device Manger, go to the Windows Control Panel, click on System, click on the Hardware tab, then click on Device Manager. Go down the device list and click on Ports (COM & LPT) and USB serial port (com #). Note the com port # for use with communications to your meter, then exit Control Panel. If you later need to change the Com port, right-click on USB serial port (com #), then on Properties, Port settings, and Advanced. Change port to the desired number, click OK, then exit Control Panel.

**To connect a meter with an Ethernet board to a computer,** see our separate Ethernet Manual, which covers our Node Manager Software. This Windows-based application runs on a host computer and is used to configure our Ethernet Nodes. It automatically discovers all Nodes on a LAN or WAN, plus any devices connected to Server Nodes via an RS485 bus. It is used to configure each Node, such as setting communication parameters, naming the Node and associated devices, entering email addresses for alarm notification and data requests, selecting the Node's time zone for time-stamping of emails and streaming data, and upgrading firmware. Once configuration data has been stored in flash memory of all Nodes, Node Manager Software can be closed.





### BOARD SETUP VIA JUMPERS




<p><b>USB Board</b></p> <p>No jumpers required.</p>	 <p>The diagram shows a rectangular board with a label 'USB' in a black box on the right side. Below the board, the word 'USB' is written in a standard font.</p>
---	--

<p><b>Basic Ethernet Board</b> No jumpers needed.</p>	
<p><b>RS232 Board</b> e - Normal operation. f - Slave display to RS232 from another meter. g - Pull-up resistor on RTS line. <b>Note:</b> Board is shipped with jumpers e and g installed</p>	
<p><b>RS485 Board, Full Duplex Operation</b> b &amp; d - Installed on last meter in long cable run. <b>RS485 Board, Half Duplex</b> a &amp; c - Installed for half duplex operation. d - Installed on last meter in line with long cable runs. <b>Note:</b> Board is shipped with no jumpers installed.</p>	
<p><b>RS485-Modbus Board, Full Duplex Operation</b> b &amp; e - Bias jumpers should be installed on 1 board. a &amp; d - Installed on last meter in long cable run. <b>RS485-Modbus Board, Half Duplex Operation</b> b &amp; e - bias jumpers installed on 1 board. c &amp; f - installed for half duplex operation. a - installed on last meter in line with long cable runs. <b>Note:</b> Board is shipped with no jumpers installed.</p>	
<p><b>Ethernet-to-RS485 Converter Board &amp; USB-to-RS485 Converter Board</b> <b>Full Duplex Operation</b> No jumpers for short cable runs. Add b &amp; d for long cable runs. <b>Half Duplex Operation</b> a + c for short cable runs. Add d for long cable runs.</p>	 

## KEYSTROKES FOR SETUP

If the *MENU* > key does not work, see Section 9 “Enabling & Locking Out Menu Items.”

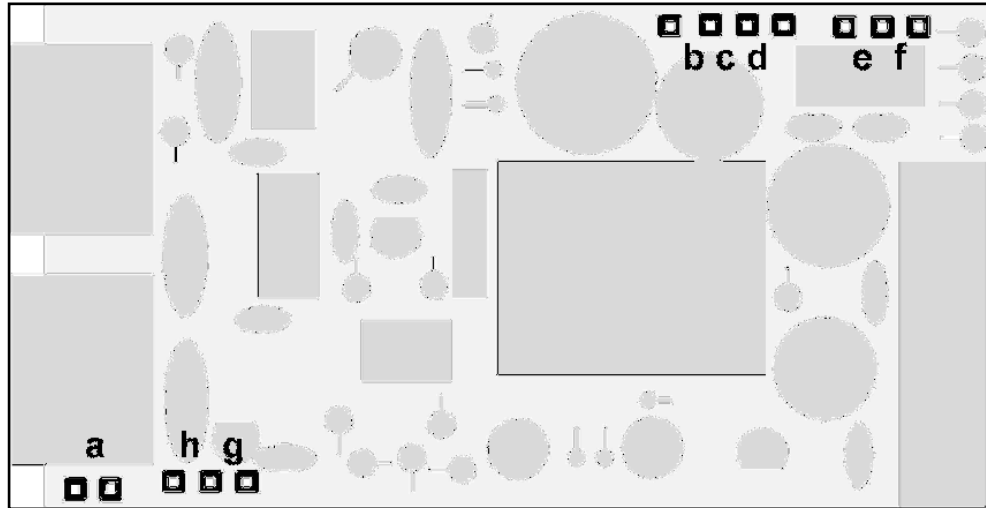
 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>
<b>Ser 1</b> Serial Setup 1. Press  until <i>Ser 1</i> is displayed.  <u>Fixed Parameters</u> No parity 8 data bits 1 stop bit	<u>000</u> Output filtering	<u>0</u> Send unfiltered signal <u>1</u> Send filtered signal
	<u>000</u> Baud rate	<u>0</u> 300 baud <u>4</u> 4800 baud <u>1</u> 600 baud <u>5</u> 9600 baud <u>2</u> 1200 baud <u>6</u> 19200 baud <u>3</u> 2400 baud
	<u>000</u> Digital output rate. rr = reading rate. rr depends on gate time and input frequency.	<u>0</u> Output at reading rate rr. <u>1</u> Output at rr/2 <u>5</u> Output at rr/32 <u>2</u> Output at rr/4 <u>6</u> Output at rr/64 <u>3</u> Output at rr/8 <u>7</u> Output at rr/128 <u>4</u> Output at rr/16 <u>8</u> Output at rr/256
<b>Ser 2</b> Serial Setup 2	<u>0000</u> Line feed	<u>0</u> No LF after carriage return <u>1</u> LF after carriage return
	<u>0000</u> Alarm data with readings	<u>0</u> No alarm data <u>1</u> Alarm data with reading
	<u>0000</u> Output mode control	<u>0</u> Continuous data output <u>1</u> Data output on ASCII command only
	<u>0000</u> Meter address with Custom ASCII protocol*	Select <u>0</u> thru <u>F</u> for addresses 1 thru 15. Select <u>0.</u> thru <u>F.</u> (with decimal point) for addresses 16 thru 31.
<b>Ser 3</b> Serial Setup 3	<u>00000</u> Half or full duplex	<u>0</u> Full duplex <u>1</u> Half duplex
	<u>00000</u> Recognition characters, start & stop characters.  Special characters have to be downloaded via Instrument Setup software.	<u>0</u> * (asterisk) is recognition character. No start & stop characters. <u>1</u> Custom recognition character. No start & stop characters. <u>2</u> * (asterisk) is recognition character. Special start & stop characters. <u>3</u> Custom recognition characters. Special start & stop characters.
	<u>00000</u> RTS mode	<u>0</u> Normal RTS <u>1</u> Single transmission
	<u>00000</u> CR (LF) termination characters.	<u>0</u> Only at end of all items <u>1</u> At end of each item

 <b>Press Menu</b>	 <b>Press Digit Select Key</b>	 <b>Press Value Select Key</b>
	<u>00000</u> Data sent in continuous mode	<b>0</b> All Active Items <b>1</b> Item #1 only <b>2</b> Item #2 only (if active) <b>3</b> Item #3 only (if active) <b>4</b> Peak only <b>5</b> Displayed Item <b>6</b> Valley only <b>7</b> All Active Items + Peak + Valley
<b>Ser 4</b> Serial Setup 4	<u>000</u> Modbus* ASCII gap timeout	<b>0</b> 1 sec <b>1</b> 3 sec <b>2</b> 5 sec <b>3</b> 10 sec
	<u>000</u> Serial protocol	<b>0</b> Custom ASCII* <b>1</b> Modbus* RTU <b>2</b> Modbus* ASCII
	<u>000</u> Parity	<b>0</b> None <b>1</b> Odd <b>2</b> Even
<b>Addr</b> Modbus Address	<u>000</u> <u>000</u> <u>000</u> Select digit to flash.	<b>158</b> Select <b>0</b> thru <b>9</b> for flashing digit. Address range is 1 to 247.

\* See Glossary for explanation of item.

## 16. EXCITATION OUTPUTS & POWER SUPPLIES

Three isolated transducer excitation output levels are available from the power supply board. These are selectable via jumpers b, c, d, e, f in the upper right of the board, as illustrated. In addition, the board provides three jumper positions for special features. The same jumper locations apply to the universal power supply (95-240 Vac  $\pm$ 10% or 95-300 Vdc) and to the low voltage power supply (10-34 Vac or 10-48 Vdc, Micro-C & Mighty-1C only).



Excitation output	Jumper locations	
5 Vdc $\pm$ 5%, 100 mA max	<b>b, d, e</b>	
10 Vdc $\pm$ 5%, 120 mA max	<b>b, d, f</b>	
24 Vdc $\pm$ 5%, 50 mA max	<b>c</b>	

### SELECTION OF OTHER JUMPERS

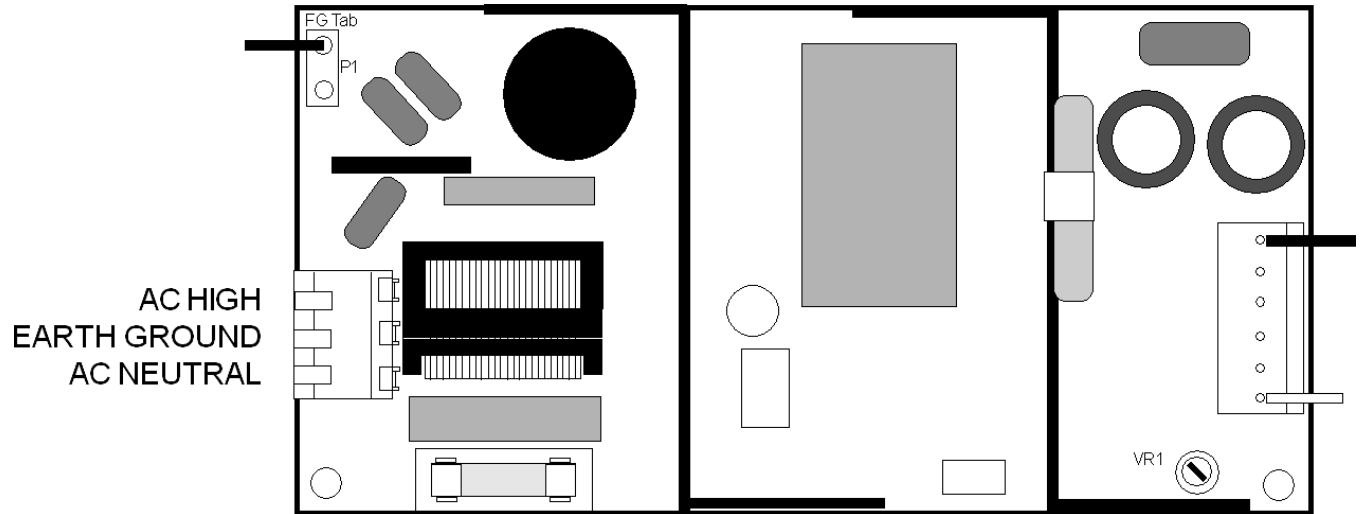
- Jumper a-** Front panel menu lockout, locked when installed. (See Section 9)
- Jumper g-** Provides +5V power output at P1-4 when installed.
- Jumper h-** Connects "Digital Input B" to P1-4 when installed.

**Note:** The excitation power supply is floating with respect to meter ground. When powering transducers that have a common signal low and power supply return lead, jumper minus excitation to signal ground. Selection of Excitation Output 5V, 10V or 24V and the Menu Lockout are accomplished by jumpers on the P1 power supply. Unless specified at time of order, meters are shipped with 10Vdc Excitation Output selected.



## MIGHTY-5C POWER SUPPLY

The Mighty-5C uses a switching power supply that operates from 95 to 240Vac. See the diagram below when connecting power. This power supply is in addition to and works in conjunction with the P1 power supply shown in Section 21.1. Signal Input and Excitation Outputs are connected to the Mighty-5C at P5. See Section 4 for connections.



Might-5C Power Supply

## 17. DIGITAL CONTROL INPUTS

### FUNCTION OF DIGITAL INPUTS

<b>Meter Reset</b>	<b>Logical 0:</b> The microcomputer reads and resets the meter to the values stored in nonvolatile memory. If totals are saved on power down, totals are reset to the saved value, otherwise totals are set to zero or to the offset value if offset is not zero.
<b>Function Reset</b>	<b>Logical 0:</b> All totals are reset to zero or to the offset value if offset is not zero, alarms are reset and peak display resets to minus overload.
<b>Peak Display</b>	<b>Logical 0:</b> The peak value of the filterable item is displayed. <b>Logical 1:</b> The present value the selected item is displayed.
<b>Hold</b>	<b>Logical 0:</b> The meter display and outputs are held at the last reading prior to the hold going low. Meter continues to totalize while meter is in hold. <b>Logical 1:</b> The display and outputs are updated normally.
<b>External Gate</b>	<b>Logical 0:</b> The gate time starts when input goes low and ends when gate time goes high. <b>Logical 1:</b> When external gate is selected, it overrides the internal gate. At power-on, the meter displays reset until the external gate input goes low and then high to complete a conversion. The new value will then be displayed until a new external gate occurs.
<b>Display Blank</b>	<b>Logical 0:</b> The display and indicator lights are blanked. <b>Logical 1:</b> The display and indicator lights are lit.
<b>Display Item 2 &amp; Item 3</b>	<b>Inputs A &amp; B Logical 0 or 1:</b> Item displayed. <b>Input A Logical 0 &amp; Input B Logical 1:</b> Item 2 displayed. <b>Input B Logical 0 &amp; Input A Logical 1:</b> Item 3 displayed.

## 18. INSTRUMENT SETUP VIA PC

*Instrument Setup* software is a PC program which is much easier to learn than front panel programming. It is of benefit whether or not the meter is connected to a PC. With the meter connected to a PC, it allows uploading, editing and downloading of setup data, execution of commands under computer control, listing, plotting and graphing of data, and computer prompted calibration. With the meter unconnected to a PC, it provides quick selection of jumper locations and a printable display of menu selections for front panel setup.

### SOFTWARE INSTALLATION

Download *IS2\*.exe* onto your PC from the web or the distribution CD. Double-click on the downloaded file to unzip it into a special directory, such as *c:\temp*. Within that directory, double-click on *setup.exe*, which will install the software on your PC.

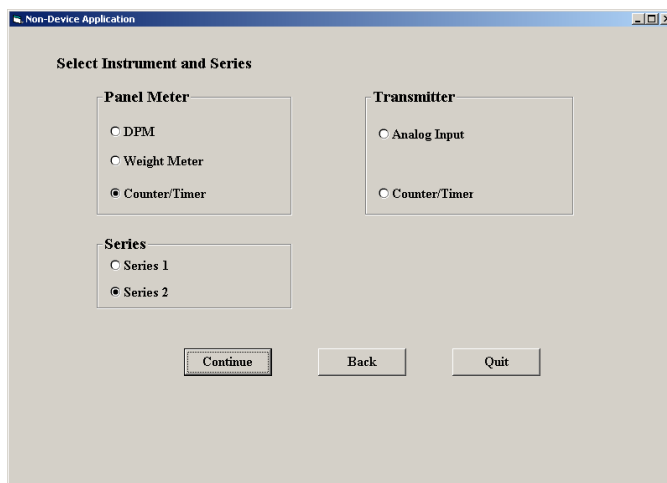
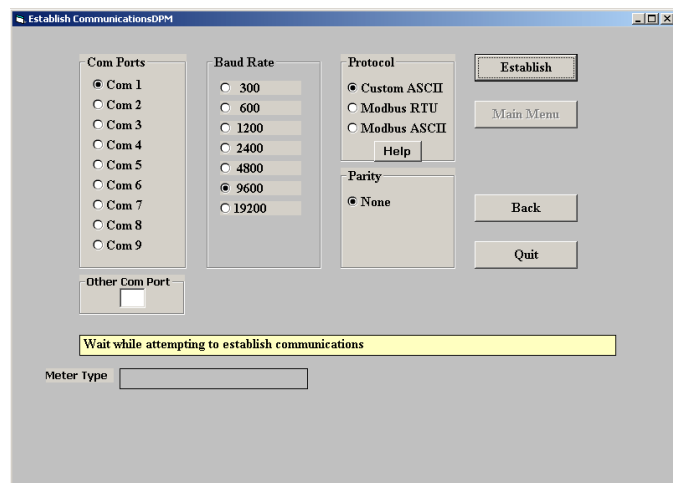
### PREREQUISITES FOR CONNECTED USE

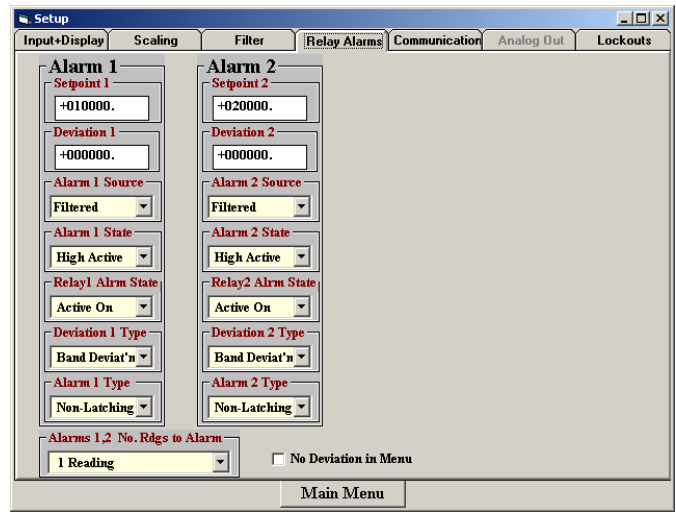
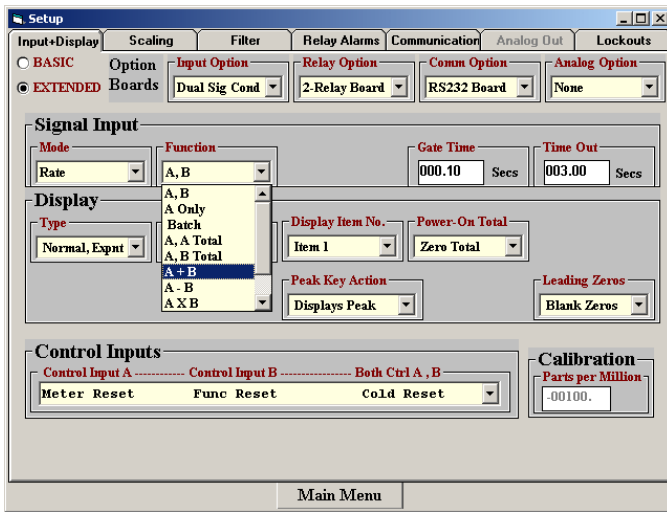
- 1) PC with available RS232 com port.
- 2) Meter to be set up.
- 3) RS232 board in meter. This board can be used for setup, then be removed.
- 4) RJ11-to-DB9 RS232 cable to connect meter and PC (see Section 1, Ordering Guide).
- 5) *Instrument Setup* software.



### ESTABLISHING COMMUNICATIONS

Connect the meter and PC. Apply power to the meter. Be sure that the meter is in Run Mode, not Setup Mode. To start the software from Windows, click on *Start => Programs => IS2 => IS2*. Click on *RS232 => Establish*. The program will temporarily set the selected Com port to the required baud rate, parity, data bits and stop bit. Once communications have been established, click on *Main Menu*. The software will sense the type of meter and installed boards, but it cannot sense jumpers positions nor set jumpers for you. If the computer is not connected to a meter, select *Counter/Timer* and *Series 2*.





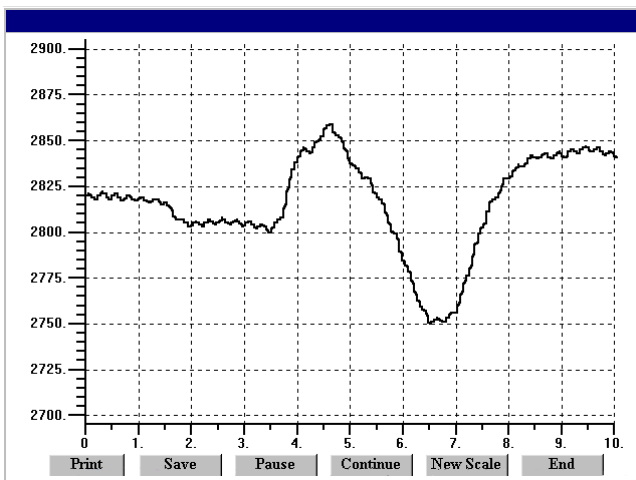
## SETUP OF CONNECTED METER

A setup file can be retrieved from the meter (*Counter => Get Setup*), be edited (*View => Setup*), be saved to disk (*File => Save Setup*), be retrieved from disk (*File => Open Setup*), and be downloaded into one or multiple meters (*Counter => Put Setup*). Downloading of setup files from a PC can be a major time saving when multiple counters have to be set up in the same way.

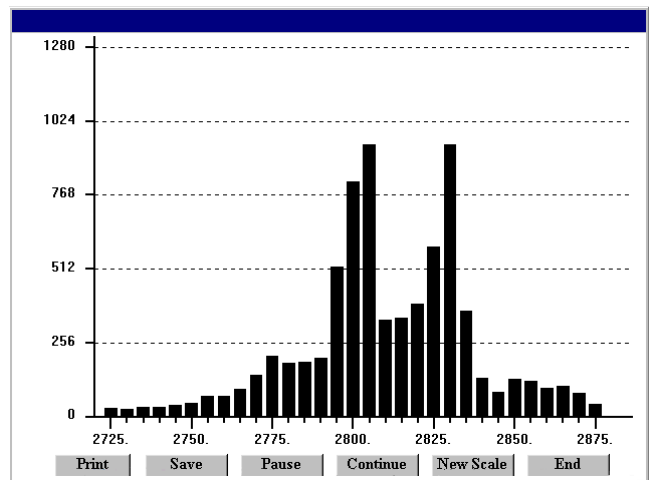
You will find that *Instrument Setup* software is very user friendly, with separate tab-selectable windows for *Input+Display*, *Scaling*, *Filter*, *Relay Alarms*, *Communications*, *Analog Out*, and *Lockouts*. If the required hardware, such as the analog output board, is not sensed, the corresponding tab will be grayed out.

## ADDITIONAL FEATURES WHEN CONNECTED

- **The Commands pull-down menu** allows you to perform Reset functions, to enter numerical values into the meter, and to retrieve numerical values from the meter (Items 1, 2, 3, Peak, Valley).



Plot



Graph

- **The Readings pull-down menu** provides three formats to display meter data on the PC monitor. Use the *Pause* and *Continue* buttons to control the timing of data collection, then

press *Print* for a hardcopy record on your PC printer.

- **List** presents the latest readings in a 20-row by 10-column table. Press *Pause* at any time to freeze the display. This is one method to capture peak readings.
  - **Plot** generates a plot of readings vs. time in seconds. It effectively turns the DPM-PC combination into a printing digital oscilloscope.
  - **Graph** generates a histogram, where the horizontal axis is the reading and the vertical axis is the number of occurrences of readings. The display continually resizes itself as the number of readings increases.
- **The Jumpers pull-down menu** shows board jumper corresponding to specific user selections.
  - **The Calibration pull-down menu** allows easy frequency calibration of the quartz crystal. Simply apply a known calibration frequency up to 1 MHz to Channel A of the dual channel signal conditioner board, type in the frequency value in Hz, and press *Enter*.

### METER SETUP WITH AN UNCONNECTED PC

*Instrument Setup* software is also of benefit when the PC is not connected to a meter.

Upon launching the software, click on *None* for *Communications*, then on *Counter/Timer* and *Series 2*. Click on *File => Default Setup* to retrieve a default setup file from disk, or on *File => Open Setup* to retrieve a previously saved setup file from disk.

To enter new setup information, click on *View => Setup*, then make your screen selections as if you were connected to a meter. Tabs will be grayed out if you have not selected the required hardware under the *Input+Display* tab. When done, press on *Main Menu*, then on *View => Menu*. The selections made under *Setup* will now be shown in the form of the required front panel programming sequence, where each row corresponds to a menu item selected by the *>* key, and the seven data columns correspond to values entered via the *>* and *^* keys.

Click on any step in the sequence to bring up a detailed help window.

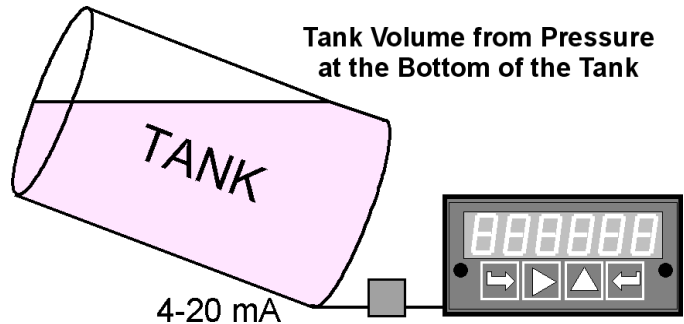
Click on *Print* for a hardcopy, which you can then use as an instruction sheet to program your meter via its front panel.

Click on *Main Menu => File => Save Setup As* to save your setup to disk and have an electronic record.

Dig. No.	S	1	2	3	4	5	6
InPut				r	A	t	E
SEtuP		0	0	0	0	0	0
ConFIG				0	1	0	0
dSPyno						0	1
GATe t			0	0	0.	1	0
ti Out			0	0	3.	0	0
FILtEr			0	0	0	1	1
SLOPE						0	1
DecPt1		1	1	1	1	1	1.
DecPt2		2	2	2	2	2	2.
SCALE1	+	1.	0	0	0	0	0
OFFSt1	+	0	0	0	0	0	0
SCALE2	+	1.	0	0	0	0	0
OFFSt2	+	0	0	0	0	0	0
SourcE				1	1		
AL SEt			0	0	0	0	0
dEU1b	+	0	0	0	0	0	0
dEU2b	+	0	0	0	0	0	0
SEr 1					0	5	0
SEr 2				0	0	1	1
SEr 3			0	0	0	0	1
SEr 4					0	1	0
Addr					0	0	1
CALib	-		0	0	1	0	0
Loc 1				0	0	0	0
Loc 2				0	0	0	0
Loc 3				0	0	0	0
Loc 4				0	0	0	0

## 19. CUSTOM CURVE LINEARIZATION

*Curve.exe* is a DOS-based, executable PC program used to set up an Extended meter\* so that the readings have a user-defined, non-linear relationship with the input signal. The calculated linearizing parameters are downloaded into non-volatile memory of the meter. For example, it allows a meter to correct for non-linearity of nominally linear transducers, or to display volume from liquid level or from pressure at the bottom of an irregularly shaped tank. The curve fitting algorithm uses quadratic segments of varying length and curvature, and provides diagnostics to estimate curve fitting errors. The program is self-prompting, avoiding the need for a detailed printed manual. This manual section is only intended as an introduction and get-started guide.



### PREREQUISITES

- 1) PC-compatible computer with an available RS232 or USB port.
- 2) Extended meter\*.
- 3) A serial communication board in the meter. This board can be removed following meter setup.
- 4) A suitable cable to connect the meter to a PC.
- 5) *Curve.exe* software (downloadable at no charge).



RJ11-to-DB9 RS-232 cable

### GETTING STARTED

Download *curve.exe* into the same directory that will contain your data files, such as *c:\curves*. Set the meter to custom curve linearization. To do so, press the > key to get to **ConFG**, then set the fifth digit to **1**. This digit will only be displayed with an Extended meter\*. Set the meter baud rate to 9600. To do so, press the > key to get to **Ser 1**, then set the entry to **050**. Set the meter address to 1. To do so, press the > key to get to **Ser 2**, then set the entry to **0011**. To execute the program from Windows, simply double-click on *curve.exe*. No software installation is required.

### OPERATING MODES

The program will prompt you to enter your data in one of four modes. Pressing **R** (Enter) at any time returns you to the main menu.

- 1) **Text file entry mode**, with an X value in one column and a Y value in another. There can be additional columns, which are ignored. The file must have a DOS name of up to 8 characters and the extension **.RAW**. There can be from 5 to 180 rows. X is the input value and should be in the unit of measure for which the meter was set up, such as mV, V, mA or A. Y is the desired corresponding reading and can range from -99999 to 99999 with any decimal point.
- 2) **2-coordinate keyboard entry mode**, where an actual X input signal is applied, and the desired Y reading is entered from the keyboard.
- 3) **2-coordinate file entry mode**, where an actual X input signal is applied, and the

desired Y reading is provided from a file.

- 4) **Equation entry mode**, where the coefficients of a polynomial  $Y = K1X^{P1} + K2X^{P2} + K3X^{P3} + \dots$  are entered. Up to 20 terms are allowed. And offset can be built into X.

## REQUIRED USER INPUTS

- Select CTR
- You will be asked to supply the following:
  - LOW X-COORDINATE VALUE >
  - LOW INPUT MEASUREMENT VALUE >
  - HIGH X-COORDINATE VALUE >
  - HIGH INPUT MEASUREMENT VALUE >

This informs the computer of your signal conditioner jumper settings. Enter 0 and 0 for the two LOW values. For HIGH X, enter your signal conditioner jumper range in the same units of measure that you will be using in your \*.RAW data input file. Enter **20** for 20 mA or **10** for 10V. For HIGH INPUT MEASUREMENT VALUE, enter **100000**,

You will be asked to select the position of the decimal point from 6=X.XXXXX, 5=XX.XXX, 4=XXX.XXX, 3=XXXX.XX, 2=XXXXX.X, 1=XXXXXX (for DPMs, the leading X is a blank). Specify the same position that you specified in the **dEc.Pt1** decimal point menu selection.

## 20. METER CALIBRATION

All ranges of the meter have been digitally calibrated at the factory prior to shipment using computers and calibration equipment certified to NIST standards. If recalibration is required, the meter may be returned to the factory or to any authorized distributor.

For frequency and rate measurements with the dual-channel signal conditioner, a calibration correction to the quartz crystal oscillator is stored in EEPROM on the main board. Calibration constants are also stored in EEPROM in the process receiver & totalizer signal conditioner board and in the analog output board. As a result, these two boards can be mixed and interchanged without requiring recalibration.

For frequency calibration using the dual-channel signal conditioner board, calibration may be performed in the field as follows using the front panel pushbuttons:

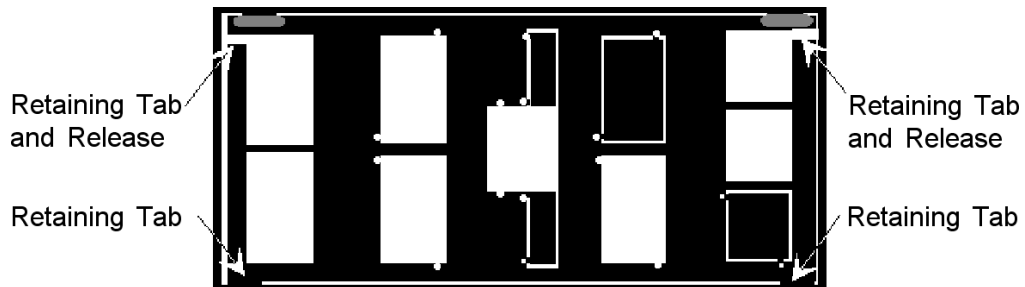
1. Set *InPut* to *rAtE* and *A only*.
2. Enter 0 in *CALib* to set initial correction to 0 PPM.
3. Set *SCALE* to -9.99999
4. Set *OFFSt1* to 999999
5. Apply a 100 kHz reference signal to channel A.
6. Enter the displayed reading in *CALib*.

For calibration of the process receiver & totalizer signal conditioner board or analog output board, an RS-232 board must be installed in the meter for serial communication with a PC. This board may be removed upon completion of calibration. Calibration software and step-by-step instructions are available from the factory.

## 21. MECHANICAL ASSEMBLY & PANEL MOUNTING, MICRO-C

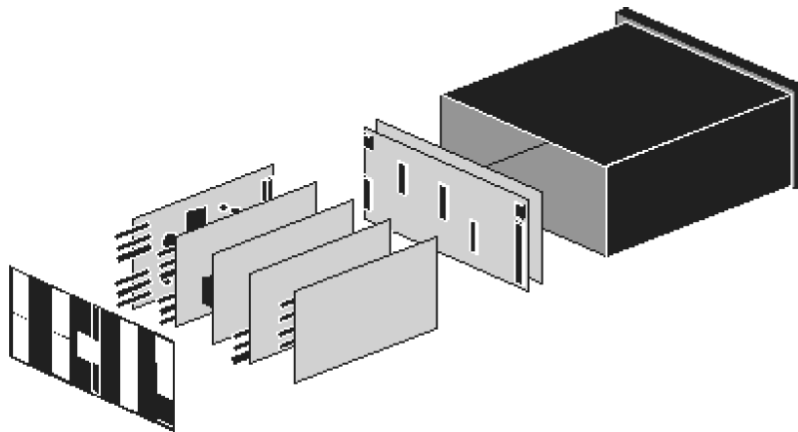
### REMOVING THE REAR PANEL

To remove the rear panel, first remove any connectors that are installed. Press down on both rear panel retaining tab releases and pull the top of the rear panel away from the case. The bottom of the rear panel will now lift out.



### REMOVING THE METER FROM THE CASE

After removing the rear panel, the meter can be taken out of the case by carefully grasping the power supply board and signal conditioner board at the connectors and sliding the unit out the back of the case.



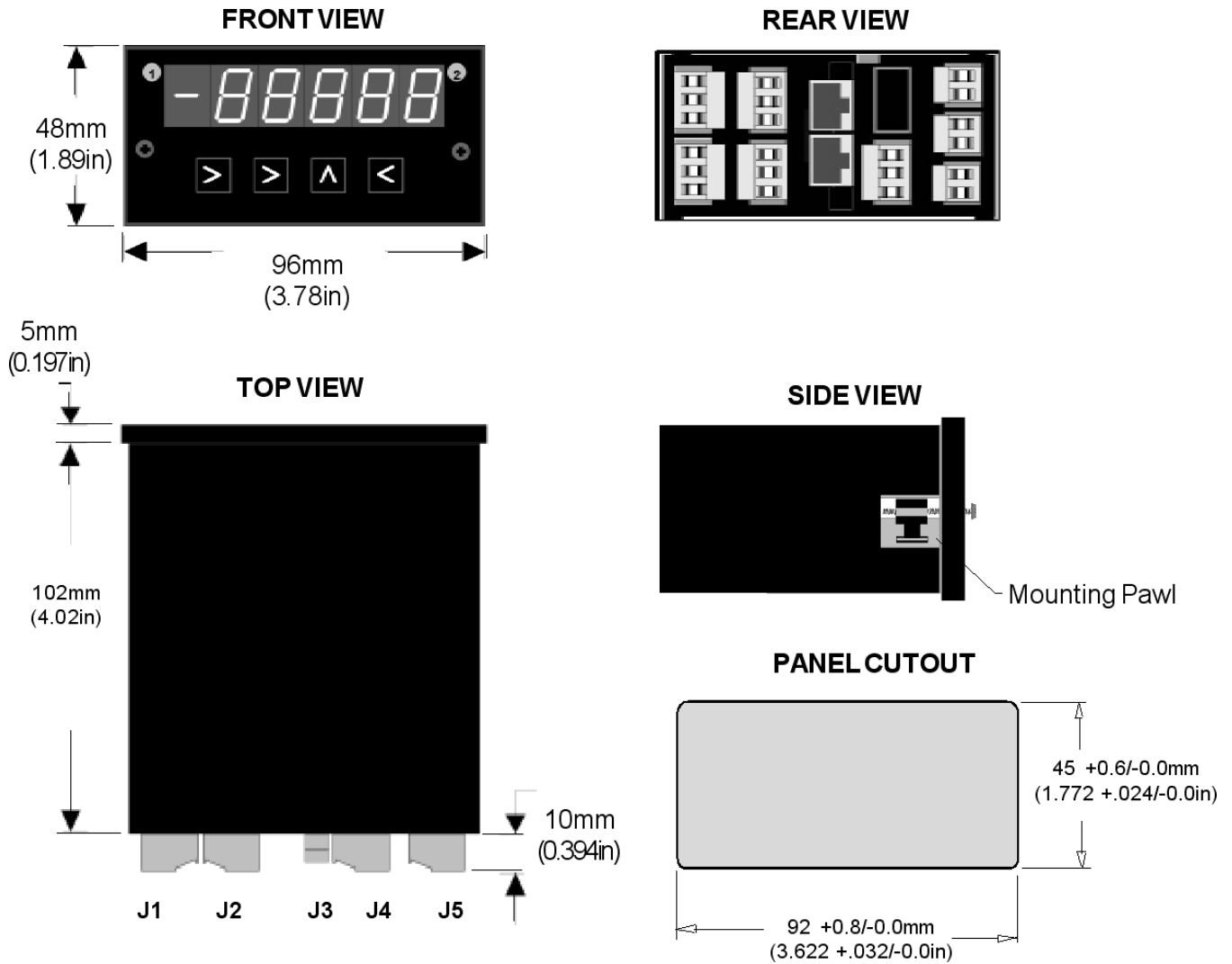
### REASSEMBLING THE METER

Reverse the preceding procedures to reinstall the meter in the case. After the meter is in the case, insert the bottom tabs on the rear panel into the case first. Care must be taken to ensure the printed circuit boards are properly aligned by the board retaining pins on the inside of the rear panel.



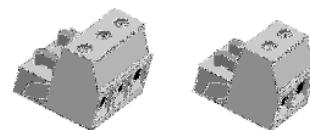
## PANEL MOUNTING THE MICRO-C

Ensure the O-ring is in place. Turn the two mounting screws counterclockwise until the space between the mounting pawl and the bezel is greater than the panel thickness. Insert the meter in the panel cutout. Turn the mounting screws clockwise until the meter is securely mounted in the panel. Do not over tighten the mounting screws.



## CONNECTORS, ALL MODELS

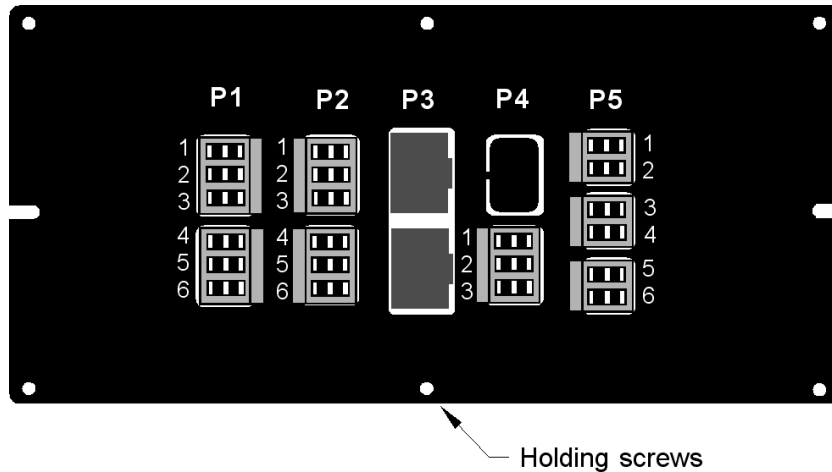
All models of the Micro Series uses UL/VDE rated screw terminals.



## 22. MECHANICAL ASSEMBLY & PANEL MOUNTING, MIGHTY-1C

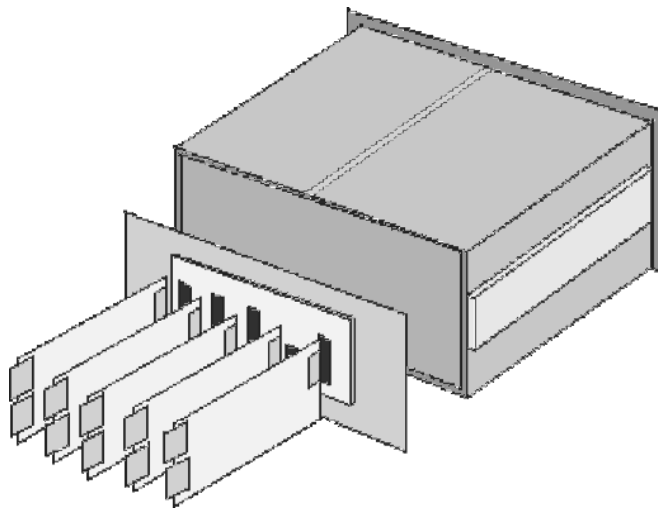
### REMOVING THE REAR PANEL

To remove the rear panel, first remove any connectors that are installed. Remove the 6 screws holding the back plate in place and pull the rear panel away from the case.



### REMOVING THE METER FROM THE CASE

After removing the rear panel, the meter can be taken out of the case by carefully grasping the power supply board and signal conditioner board at the connectors and sliding the unit out the back of the case.

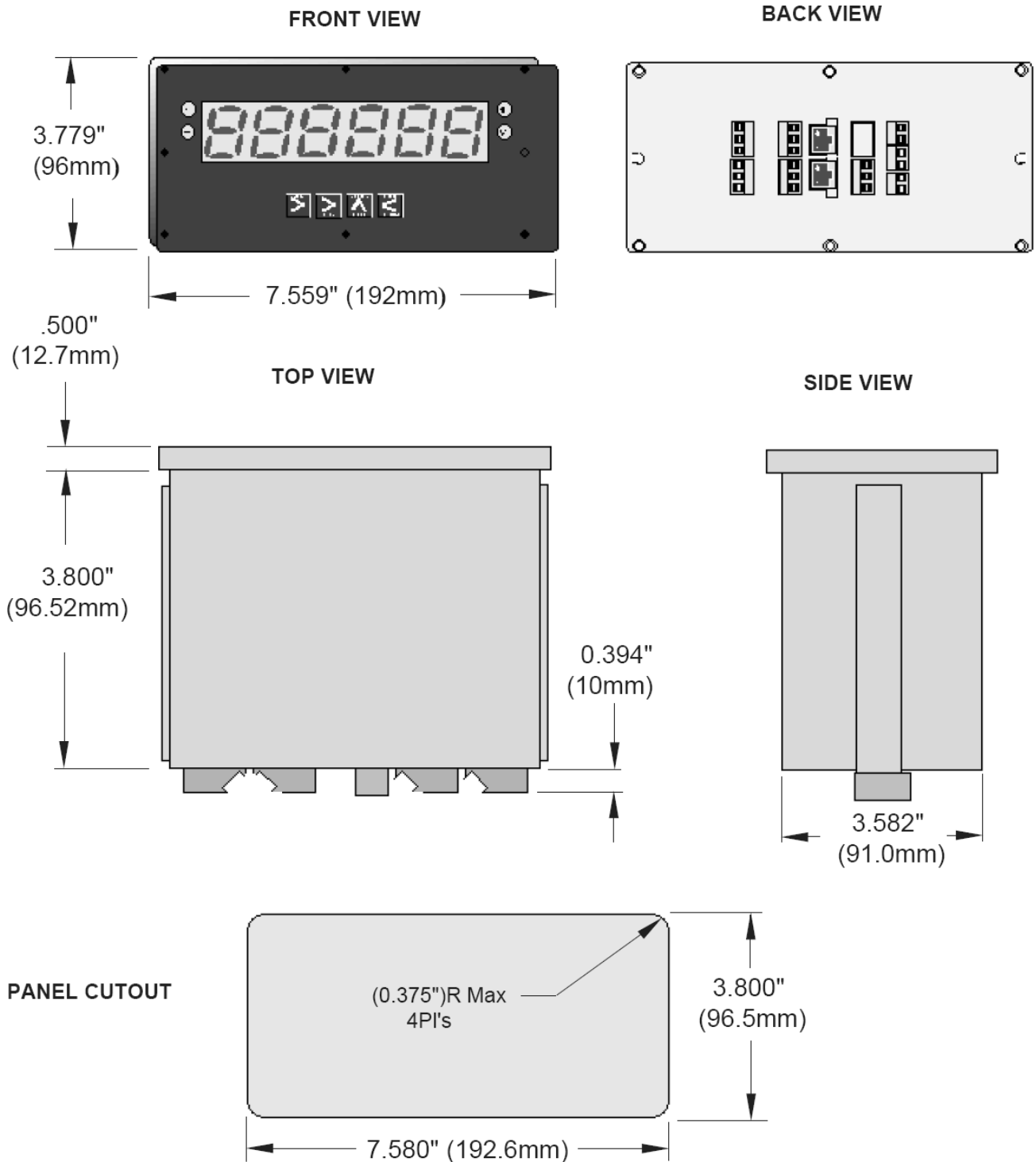


### REASSEMBLING THE METER

Reverse the preceding procedures to reinstall the meter in the case. After the meter is in the case, align the board with the back plate holes and install and tighten the six back plate screws.

## PANEL MOUNTING, MIGHTY-1C

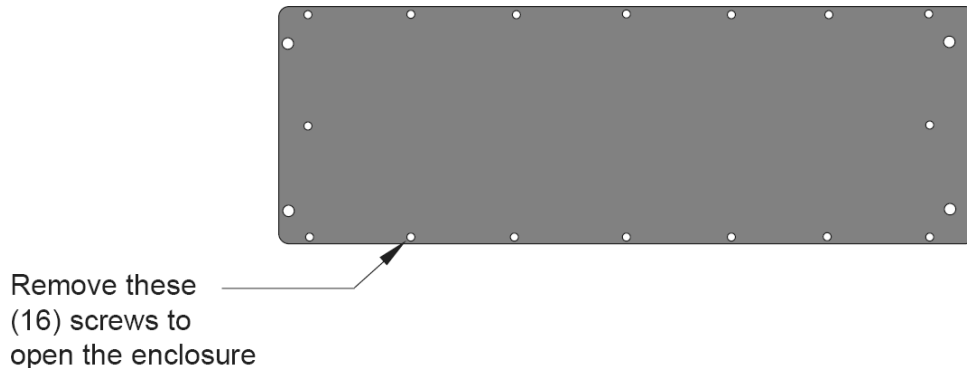
The Mighty-1C is mounted to the panel by two sliding metal plates located on each side of the case. To mount the Mighty-1C into a panel, remove the two screws from the rear of the panel that hold the sliding plates. Remove the two plates. Slide the Mighty-1C into the panel cutout, replace the two sliding plates and their holding screws. Tighten the holding screws until the plates are firmly held against the rear of the panel.



## 23. MECHANICAL ASSEMBLY & MOUNTING, MIGHTY-5C

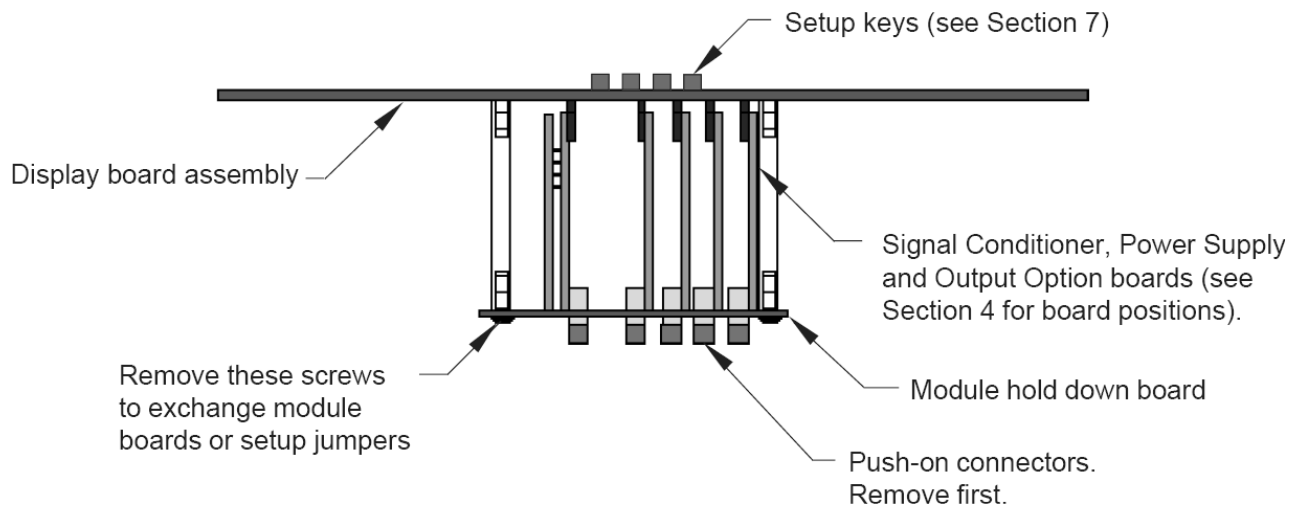
### OPENING THE CASE

To remove the display board assembly from the case, loosen the outer nut on the cable clamp located on the left side of the case so that power and signal cables are free to move. Remove the (16) rear panel screws and remove the rear panel. Remove the (16) 10-32 nuts using a 3/8" nut driver. Lift the entire display board assembly with all option boards from the enclosure while sliding all wiring through the cable clamp.



### ACCESSING THE I/O CONNECTORS

After removing the display board assembly, all plug-in boards and their I/O connectors are accessible. Boards may be added or deleted by first removing the plug-in I/O connectors and then the (4) screws securing the module hold-down board.



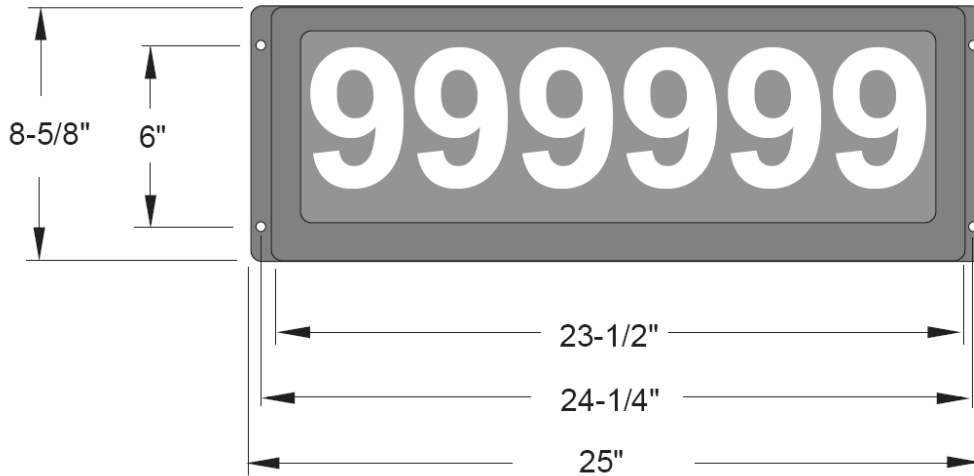
### REASSEMBLING THE DISPLAY

Reverse the preceding procedures to reassemble the case. First install the display board assembly and the (16) 10-32 hex nuts (do not over tighten). Next install the back panel with the gasket in plane with the (16) 6-32 screws. Feed wiring through the cable clamp, and tighten the outer nut.

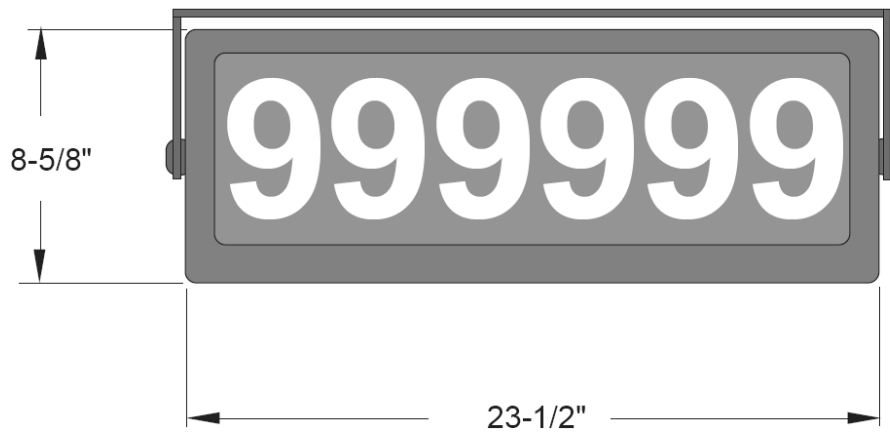
## MOUNTING THE MIGHTY-5C

Depending on which mounting option was purchased, Mighty-5 displays may be mounted using the bale or the rear panel mounting holes.

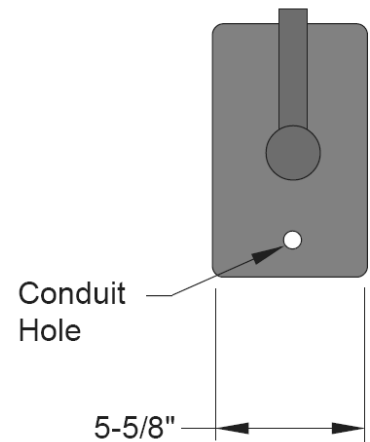
### FRONT VIEW (SURFACE MOUNT OPTION)



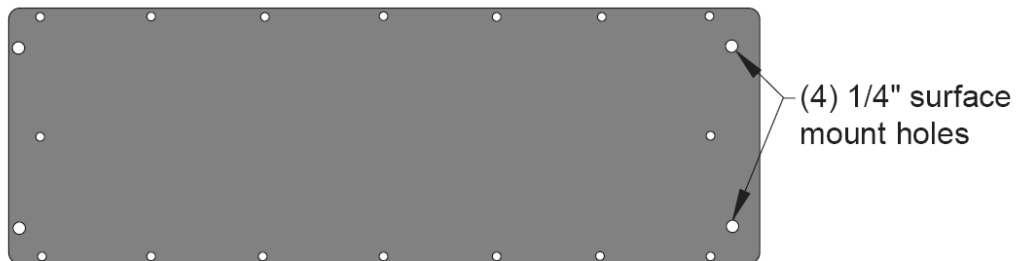
### FRONT VIEW (BALE MOUNT)



### SIDE VIEW



### REAR VIEW (SURFACE MOUNT OPTION SHOWN)



## 24. SPECIFICATIONS, MICRO-C, MIGHTY-1C, MIGHTY-5C

### DISPLAY

Type, Micro-C..... 6 LED digits, 7-segment, 14.2 mm (0.56") high digits & 4 LED indicators  
Type, Micro-1C..... 6 LED digits, 7-segment, 25.4 mm (1.0") high digits & 4 LED indicators  
Type, Micro-5C..... 6 LED digits, 7-segment, 127 mm (5.0") high digits & 4 LED indicators  
Digit Color..... Red or green for Micro-C, red for Mighty-1C & Mighty-5C  
Display Range..... -999999 to +999999

### CONVERSION (FREQUENCY INPUT)

Conversion Technique ..... 1/period  
Conversion Rate..... Gate Time + 30 ms + 2 signal periods (max)  
Gate Time..... 0 to 199.99 sec (selectable)  
Time Before Zero Output (Time-Out) ..... 0 to 199.99 sec (selectable)  
Output & Display Update Rate ..... Same as conversion rate  
Time Base Accuracy ..... Calibrated to  $\pm 2$  ppm

### INPUT ISOLATION

CMV from DC to 60 Hz..... Withstand 250Vac  
Dielectric strength..... 3.5 kV ac for 5 sec, 2.3 kV ac for 1 min

### DUAL CHANNEL SIGNAL CONDITIONER

Accuracy at 25°C.....  $\pm 2$  ppm  
Tempco .....  $\pm 1$  ppm/degree C  
Long-Term Drift of Crystal .....  $\pm 5$  ppm/year  
Signal Types..... AC, NPN, PNP transistor outputs, contact closures, magnetic pickups  
Max Pulse Rate ..... 1 MHz on Channel A, 250 kHz on Channel B  
Channel Isolation..... Channel A & channel B share common ground  
Low Pass Filter..... 250 Hz or 30kHz (selectable)  
Hysteresis..... 15 mV to 2.2 Vp-p (selectable)  
Trigger level.....  $\pm 15$  mV to  $\pm 1.7$  V (selectable)  
Debounce Circuitry..... 0, 3, 50 ms (selectable)

### PROCESS RECEIVER & TOTALIZER SIGNAL CONDITIONER

Signal Levels..... 0-1 mA, 4-20 mA, 0-10 V (selectable)  
Accuracy at 25°C.....  $\pm 0.025\%$   
Span Tempco .....  $\pm 0.003\%$  of reading /°C  
Zero Tempco .....  $\pm 0.003\%$  of full scale /°C

### QUADRATURE SIGNAL CONDITIONER

Signal Type ..... Differential or single-ended quadrature  
Transitions Monitored..... x1, x2 or x4  
Max Pulse Rate ..... 250 kHz at x1, 125 kHz at x2, 62.5 kHz at x4  
Maximum Differential Signal Amplitude..... 14V  
Conversion Technique for Rate..... 1/period  
Conversion Time for Rate ..... Gate time + 30 ms + 0-2 signal periods  
Time Before Zero Output for Rate ..... 0 to 199.99 sec (selectable)



## ANALOG OUTPUT OPTION

Power to Analog Output Option.....	Powered by meter
Output Levels, Single Analog Output Option.....	0-20 mA, 4-20 mA, 0-10V, -10 to +10V
Output Levels, Dual Analog Output Option .....	0-20 mA, 4-20 mA, 0-10V
Voltage Compliance, 0-20 mA Output .....	12V (0-600 Ohm load)
Current Compliance, 0-10V Output .....	2 mA (5 kOhm or higher load)
Accuracy .....	Meter input accuracy $\pm 0.02\%$ of full scale analog output
Resolution .....	16 bit (1 part in 65,536)
Response Time .....	meter update rate
Scaling of Reading for Zero Output.....	-999,999 to +999,999
Scaling of Reading for Full Scale Output.....	-999,999 to +999,999
Isolation rating between signal common and analog output.....	250V ac
Insulation dielectric strength between signal common and analog output.....	3.5 kV ac for 5 sec, 2.3 kV ac for 1 min

## Serial Interface Option (USB, RS232, RS485, RS485-Modbus boards)

Output Types.....	RS232, RS485, RS485-Modbus, USB
.....	USB-to-RS485 converter, Ethernet, Ethernet-to-RS485 converter
Power to Interface Option.....	Powered by meter
RS485 Wiring .....	Half or full duplex
Baud Rates.....	300, 600, 1200, 2400, 4800, 9600, 19200
Serial Protocols .....	Custom ASCII, Modbus RTU, Modbus ASCII (selectable)
Signal Levels.....	Meet RS232, RS485, USB, Ethernet standards
Isolation rating between signal common and serial I/O .....	250V ac
Insulation dielectric strength between signal common and serial I/O .....	3.5 kV ac for 5 sec, 2.3 kV ac for 1 min

### Option Board Connectors:

RS232 .....	Single RJ11 jack
RS485 .....	Two RJ11 jacks (for daisy chaining with 6-wire data cables)
RS485 Modbus.....	Two RJ45 jacks (for daisy chaining with 8-wire data cables)
USB.....	USB type B plug
USB-to-RS485 converter.....	USB type B plug plus RJ11 jack to RS485 bus
Ethernet.....	Single RJ45 to Ethernet
Ethernet-to-RS485 converter.....	RJ45 jack to Ethernet plus RJ11 jack to RS485 bus

## ENVIRONMENTAL

Operating Temperature .....	0°C to 55°C
Storage Temperature .....	-40°C to 85°C
Relative Humidity .....	95% from 0°C to 40°C, non-condensing
Case.....	NEMA-4X from front when panel mounted
Shock .....	10 G at 1 kHz, applied in X, Y, Z axes
Vibration .....	15 Hz to 150 Hz, 1 mm to 2 mm amplitude, 20 G max



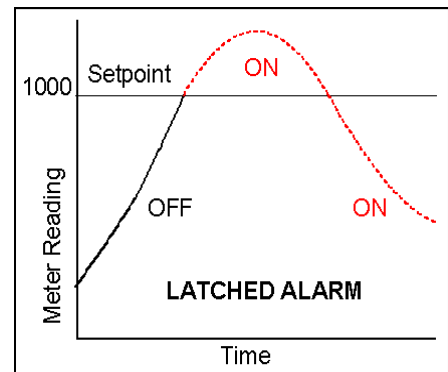
## 25. GLOSSARY OF TERMS

### Adaptive filter threshold

A threshold which causes an adaptive moving average filter to be reset to the latest reading when the accumulated difference between individual readings and the filtered reading exceeds that threshold. Adaptive moving average filtering allows a meter to respond rapidly to actual changes in signal while filtering out normal noise. The accumulated difference is also reset to zero when the latest reading has a different polarity than the filtered reading. A low adaptive filter threshold is normally selected. A high filter threshold should be selected if the signal has large transients.

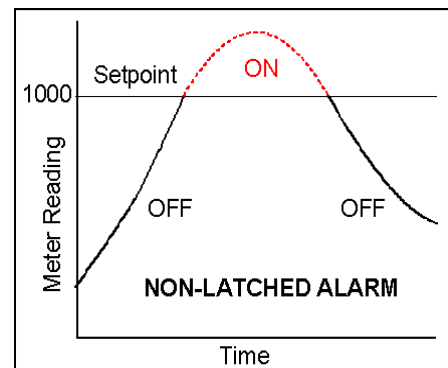
### Alarm, latched

An alarm which stays actuated until reset. Latched alarms can shut down machinery or a process when an operating limit has been exceeded, or maintain an alarm condition until acknowledged by an operator.



### Alarm, non-latched

An alarm which changes state automatically when the reading rises above a specified limit and changes back automatically when the reading falls below a limit.



### Autofilter

A selectable digital filter mode which automatically selects an appropriate moving average filter time constant for the encountered noise condition.

**Batch control** An operating mode of the Extended counter with relay board, where the counter is used to control repetitive fill operations by counting up from zero to a preset, or counting down from a preset to zero.

### Calculated total

While most totals are based on direct pulse counts, certain totals are calculated as running totals based on displayed rate (e.g., Total A, Rate A). The totalizing process assumes that rate is displayed in units per second, such as 300 gallons per second, allowing a scale factor of 1 to be used. If the rate is not in units per second, a different scale factor has to be applied.

### Coordinates of 2 points method

A scaling method where the coordinates of 2 points are entered. For a pulse rate input, the first entered point would be low frequency in Hz and low desired reading. The second entered point would be high frequency in Hz and high desired reading.

**Counts** The reading displayed on the meter ignoring the decimal point.

### Custom ASCII protocol

A simplified, short protocol for use with panel meters, counters and timers. It allows 31 digital addresses. Not an industry-standard protocol, like the more complex *Modbus protocol*, which is also offered with these instruments.

### Custom curve

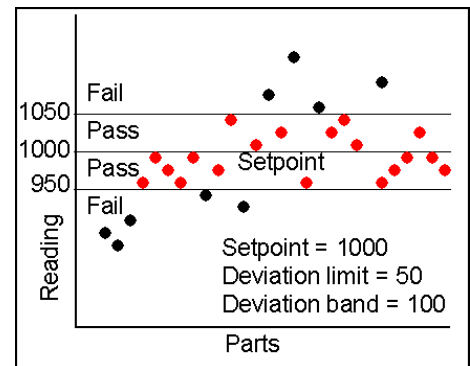
A user-specified nonlinear relationship between the input signal and displayed reading. Custom curve linearization is available with the *Extended counter*. One way to supply the data is via a text file with up to 180 data points, which is processed on a PC using furnished software and is then downloaded into EEPROM via serial communications.

### Cutoff

A programmable threshold in units of flow applicable to Total and Batch Control with the process receiver and totalizer signal conditioner. Flow rates below the cutoff, deemed to be zero offset errors, will not be totalized. Otherwise, small zero offset errors could result in a large error if accumulated over a long time.

### Deviation band

A band in counts which controls relay action symmetrically around a *setpoint*. The relay actuates when the reading falls within the deviation band, and de-actuates when the reading falls (e.g., 50 counts) is set up around both sides of the setpoint to create a deviation band (e.g., 100 counts). Setting up a passband around a setpoint is often used for component testing. Deviation limits are programmed by entering menu item *dEU1b* for Alarm 1 and *dEU2b* for Alarm 2. The deviation band will be equal to two limits.



### Duty cycle

ON or OFF period of square waves as a percentage of total period over a *gate time* which is selectable from 10 ms to 199.99 sec. With the dual input signal conditioner, the same signal is applied to Channels A and B. Duty cycle can then be read out with resolution to 0.01%.

### Extended counter

A counter with an enhanced microcomputer main board that provides added capabilities, such as *custom curve* linearization of nonlinear inputs and display of rate of change from successive readings.

### Frequency

Rate in cycles per second or Hertz (Hz). In rate meter mode, a scale factor of 1 and offset of 0 cause a display directly in Hertz with resolution of 1 Hz. To increase or decrease resolution, increase or decrease the scale factor.

### Gate Time

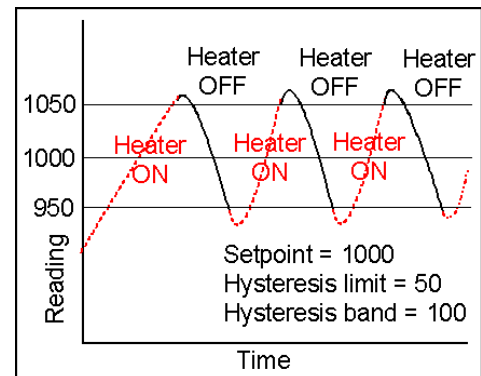
A user-specified time interval from 10 ms to 199.99 sec over which the meter measures frequency. The meter times an integral number of signal periods over the gate time, and then taking the inverse of period. The display update rate of the meter is gate time + 1 period + 30 ms. Selecting a longer gate time produces a more stable reading as more cycles are averaged, but slows

down the update rate. At very low frequencies, the update rate of the meter is controlled by the period. In totalizing mode, the gate is always open, but the gate time setting still determines the update rate of the meter. See also *Time-out* or *Time before zero output*.

**Jumper** A push-on component which provides a short between two adjacent posts on a circuit board. Jumpers are used to configure the circuit board, for example for different signal ranges. Jumper positions are not sensed by the meter software.

### Hysteresis band

A band in counts which controls relay action symmetrically around a setpoint. The relay closes (or opens) when the reading goes above the setpoint plus one hysteresis limit, and opens (or closes) when the reading falls below the setpoint less one hysteresis limit. A narrow hysteresis band is often used to minimize relay chatter around a setpoint due to electrical noise or signal feedback caused by load switching. A wide hysteresis band can be used for control applications. Hysteresis limits are programmed by entering menu item dEU1H for Alarm 1 and dEU2H for Alarm 2. The hysteresis band will be equal to two hysteresis limits.



**Item #** Also called Display Item. A numerical value in the meter available for display under control of a front panel key or serial communications. For example, in the A+B totalizer mode, the sum of A+B is Item #1, Total A is Item #2, and Total B is Item #3. When the meter is reset, Item #1 is always displayed. To view another Item, press the *RESET* key. For Item 1, the yellow View “V” LED is unlit. For Item 2, the “V” LED is lit. For Item 3 the “V” LED flashes.

**Menu mode** Meter programming mode used for input and range selection, setup, and configuration. Entered into from the Run mode by pressing the MENU key. The Menu mode can be locked out completely by a jumper on the power supply board.

**Meter Hold** A rear panel input which freezes the meter display and all meter outputs while that input is tied to logic ground by a switch or is held at 0V (logic level true). The meter will resume operation when the input is disconnected or is held at +5V (logic level false).

**Modbus** An industry-standard serial communications protocol which allows devices by different manufacturers to be digitally addressed by a PC on the same communication line, with up to 247 digital addresses. More complex than the *Custom ASCII* protocol, which is also supported by these meters.

### Moving average filter

A digital filter mode which displays a moving average of readings. Eight moving average modes are selectable with the following equivalent RC time constants: no filter, 0.1 sec, 0.2 sec, 0.4 sec, 0.8 sec, 1.6 sec, 3.2 sec, 6.4 sec.

- Multiplier** A constant multiplier from 0.00001 to 100000 (in decade steps) that is combined with a *scale factor* from 0.00000 to 9.99999 (fixed decimal point and settable digits) to go from frequency in Hz to rate in engineering units such as gallons per minute or from pulse counts to total in engineering units, such as gallons. The combination of a 6-digit scale factor with a multiplier provides more dynamic range with no loss of resolution than could be achieved with a 6-digit scale factor only.
- Offset** A constant adder to the displayed reading. This may be any value from -999,999 to 999,99. The offset may be used as a preset in the totalize mode, where the total can be counted down from the preset to zero.
- Peak display** The maximum (or most positive) reading since that value was last reset. Reset can be via the meter front panel, an external input, or a software command. The displayed value can reflect the filtered or unfiltered readings.
- Period** The time of one complete cycle of the input frequency. A scale factor of 1 and multiplier of 1 produce a display in microseconds.
- Phase angle** The lead or lag in degrees between two AC signals of the same frequency. With the signals applied to Channels A and B of the dual input signal conditioner, phase angle can be displayed from  $-180^{\circ}$  to  $+180^{\circ}$  with resolution to  $0.01^{\circ}$ .
- Process signal**  
An analog signal whose display requires setup of *scale* and *offset* for display in engineering units (such as psi). The process receiver & totalizer signal conditioner accepts 0-1 mA, 4-20 mA or 0-10 V process signals.
- Quadrature** A quadrature encoder generates 2 signals that are  $90^{\circ}$  out of phase based on the position of a rotor or linear scale. The phase relationship of these signals depends on the direction of rotation of the encoder. The meter counts up or down depending on the phase. Quadrature is used for very accurate determination of length or position.
- Rate** Same as frequency, except that a *scale factor* and *multiplier* have been applied to convert the reading in Hz to a reading in engineering units, such as revolutions per minute or gallons per hour.
- Remote Display**  
A display mode which allows the meter to serve as a 6-digit remote display when connected to a computer or other meter via a serial communications link. A serial communications option board is required in the meter.
- Reset** Two types of Reset are applicable to counter/timer operation:
  - Peak and Valley Reset. Achieved by simultaneously pressing the *RESET* and *PEAK* keys.
  - Latched Alarm Reset. Achieved by simultaneously pressing the *RESET* and *ALARMS* keys.
- Resolution** A menu item which controls the resolution of arithmetic functions (A+B, A-B, AxB, A/B, A/B-1) of Grand Total in batch mode. It multiplies the displayed value

by a factor of 0.00001 to 100,000 in decade steps. The decimal point then has to be moved appropriately.

### **RS485 half duplex**

Serial communications implemented with two wires, allowing data transmission in both directions, but not simultaneously.

### **RS485 full duplex**

Serial communications implemented with four wires, allowing data transmission in two directions simultaneously.

**Scale factor** A constant multiplier used to go from a raw reading in pulses per second or total pulses to a reading in engineering units. The scale factor consists of a scale value from 0.00000 to 9.99999 (fixed decimal point, settable digits) and a scale multiplier from 0.00001 to 100000 (in decade steps)..

### **Scaling, coordinates of 2 points method**

A scaling method where four numbers are entered manually: low input, desired reading at low input; high input, and desired reading at high input. The meter then applies a straight line fit. The decimal point is set by the separate *dEC.Pt1* menu item.

### **Scaling, scale and offset method**

A scaling method where *scale* and *offset* are entered manually.

### **Setpoint**

A value compared to the reading to determine the state of a relay. Used interchangeably with “alarm setpoint.” The relay action can be by *latching* or *non-latching*, utilize a *hysteresis band*, or a *deviation band*. Hysteresis bands and deviation bands are specified by two symmetrical limits around the *setpoint*.

### **Stopwatch mode**

A timing operating mode for single events. Stopwatch A-to-A measures time between the same positive (or negative) edge of start and stop pulses applied to Channel A. Stopwatch A-to-B measures time between a start pulse on Channel A and a stop pulse on Channel B.

### **Time interval mode**

An timing mode for the average duration of repetitive events over a programmed gate time. Time may be measured from the leading or trailing edge of pulses applied to Channel A to the leading or trailing edge of pulses applied to Channel B.

### **Time-out (or time before zero output)**

The time the meter waits for a signal to start or end a conversion. If pulses are not received before the time-out ends, the meter reads zero. The longer the time-out, the lower the minimum frequency the meter can display. This term is also used for the programmable time that the batch relay stays de-energized at the end of a batch cycle.

## 26. WARRANTY

Electro-Numerics, Inc. warrants these products to be free of defects in materials and workmanship for two years from the date of shipment to the original customer. This warranty may be considered as unconditional provided that, in the opinion of Electro-Numerics, the equipment has not been mechanically, environmentally, or electrically abused and has been installed, maintained and operated within the limits of rated or normal usage. Defective products must be sent, transportation charges prepaid, with notice of the defect, to our plant in Temecula CA.

This warranty is limited, at the option of Electro-Numerics, Inc. to repair, replacement, or an appropriate credit adjustment not to exceed the original equipment sales price. All warranty freight charges are F.O.B. our plant, Temecula, CA.

Electro-Numerics assumes no responsibility in connection with the sale of its products beyond that stated above and is not responsible for any incidental or consequential loss or damage which might result from a failure of any Electro-Numerics, Inc. product.

## 27. REPAIR POLICY

Direct all warranty and out-of-warranty requests/inquiries to Electro-Numerics, Inc., Customer Service Repair Dept., Tel: 800-854-8530 (USA) or 951-699-2437, by Fax to: 951-695-7246 or by email to [sales@electronumerics.com](mailto:sales@electronumerics.com). Repair work will be handled at the factory or an authorized service center. All items sent in for service are subject to a minimum evaluation charge of \$65 in the event that the product is found to be out-of-warranty or, if under warranty, not in need of additional service. Out-of-warranty service and repair charges will be quoted on a case-by-case basis. All repaired products will be shipped FOB, Temecula, CA.

## 28. ELECTRO-NUMERICS, INC. PRODUCTS

Electro-Numerics family of Digital Panel Meters and Large Digit Indicators are high quality, accurate, solid state instruments designed for years of trouble-free operation. Over 30 years of digital instrumentation experience has resulted in a series of displays recognized in the field as reliable, well designed instruments. From our compact sized DPM's with 0.6" LEDs, to our Large Digit indicators with 1", 2-1/4", 4" and 5" LEDs or 4", 6" and 9" tall electromagnetic digits, we cover most applications in process measurement and display.

In addition to our digital display products, Electro-Numerics also manufactures magnetic components including magnetic (VR) sensors, coils, transformers, ballasts and plug-in power supplies. Please see [www.electronumerics.com](http://www.electronumerics.com).



**ELECTRO-NUMERICS, INC.**

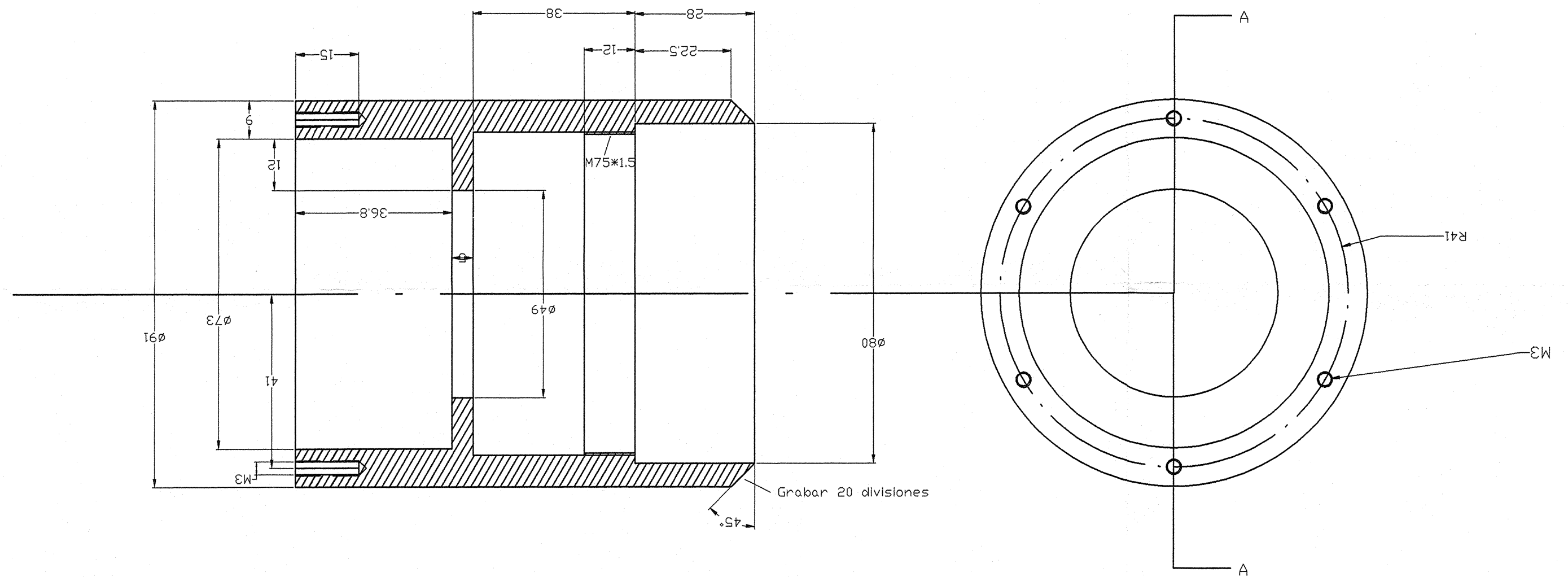
42213 Sarah Way, Temecula CA 92590

Tel: **800-854-8530** (U.S.A.)

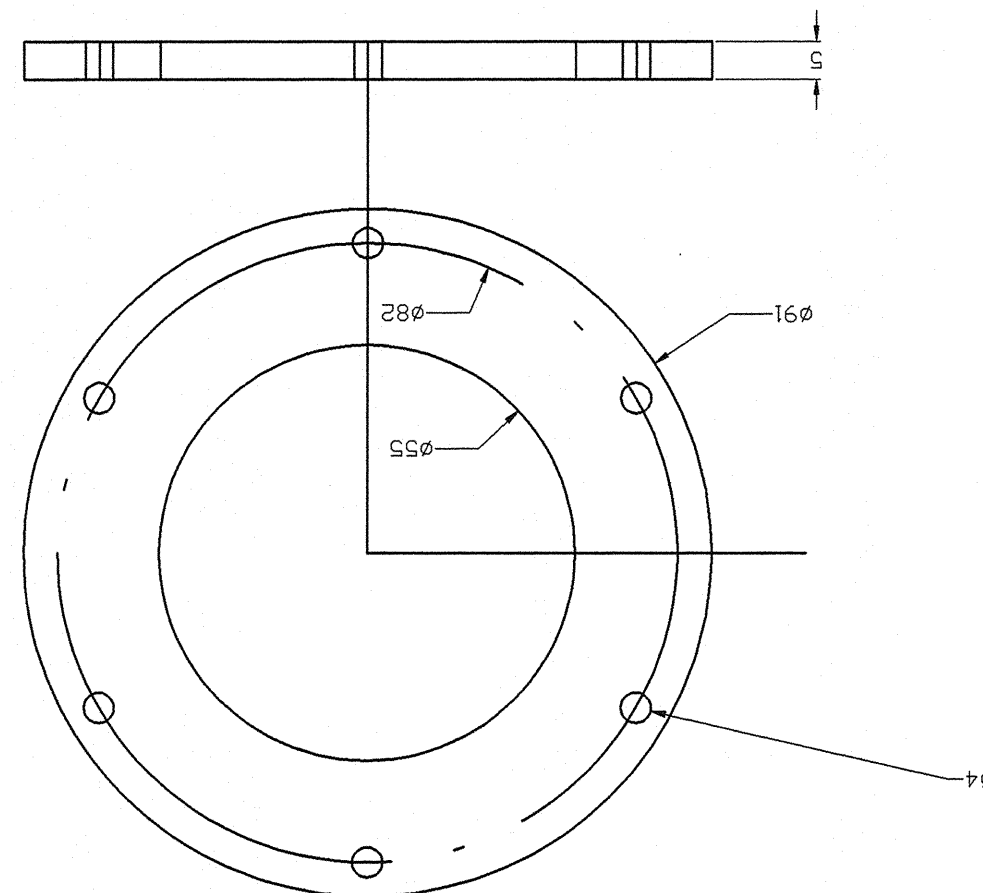
Tel: 951-699-2437, Fax: 951-695-7246


Web Site: [www.ElectroNumerics.com](http://www.ElectroNumerics.com)

Anillo de regulacion  
 Material: acero Inox  
 1 unidad



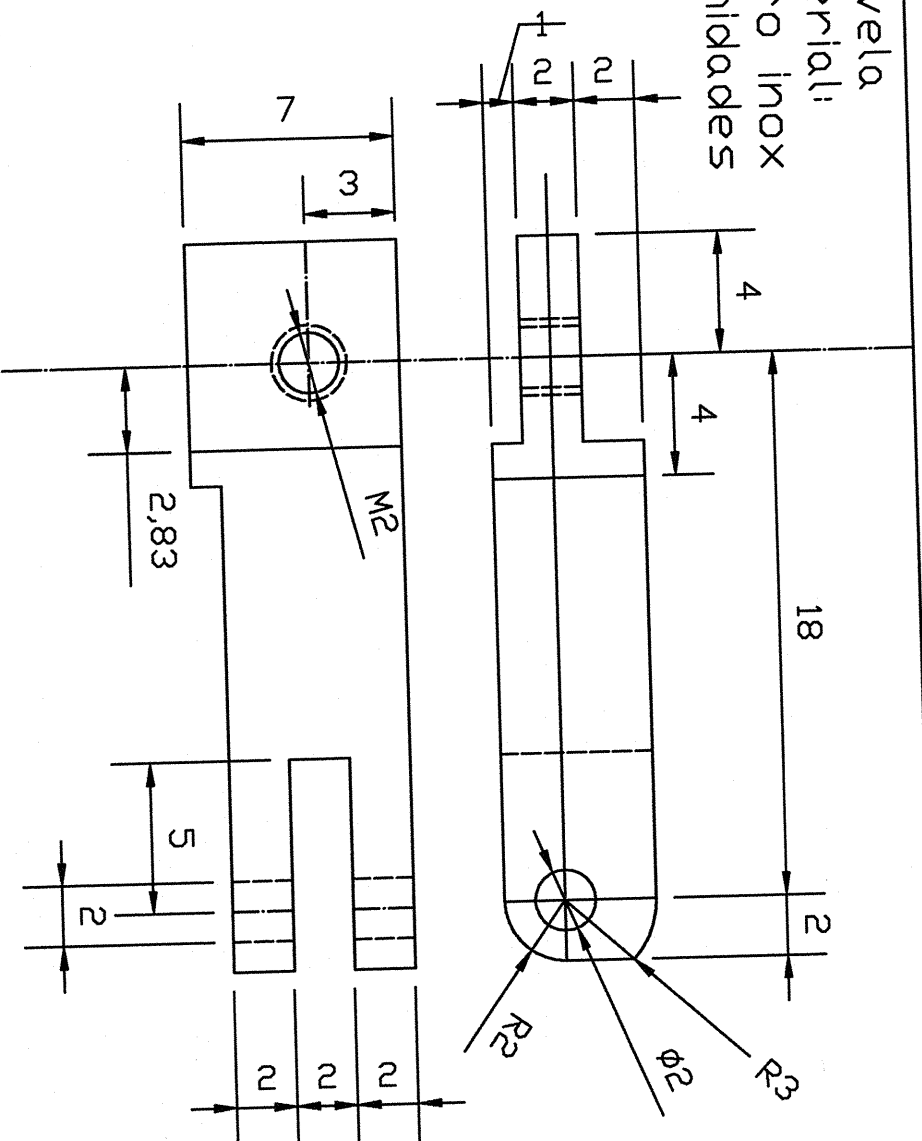
Tapa del anillo  
 Material: acero Inox  
 1 unidad



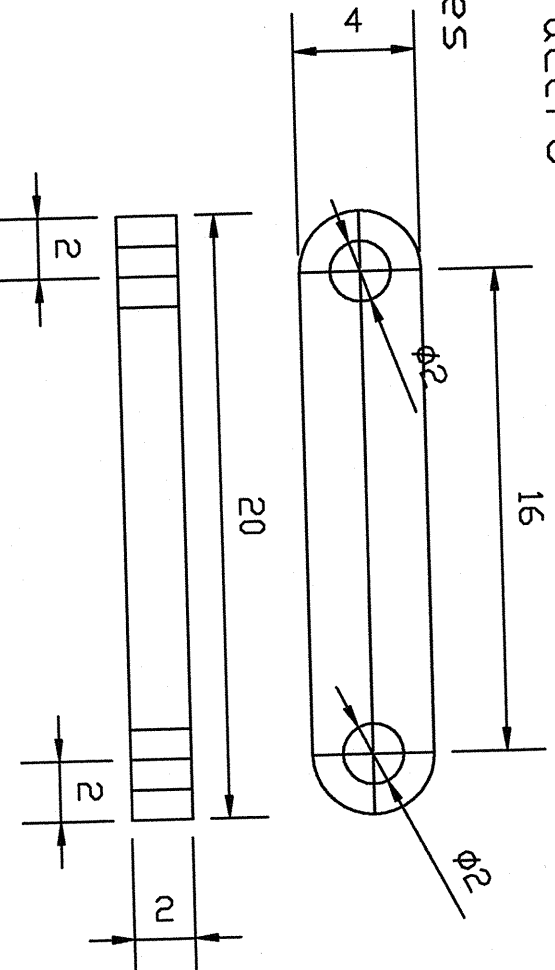
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b>
	<b>INGENIERO INDUSTRIAL</b>
PROYECTO: <p style="text-align: center;"><b>TURBINA KAPLAN</b></p>	
PLANO: <p style="text-align: center;"><b>ANILLO DE REGULACION Y TAPA DEL ANILLO</b></p>	



Manivela  
Materiali:  
acero inox  
4 unidades



Biela  
Materiali: acero  
inox  
4 unidades



Universidad Pública  
de Navarra  
Nafarroako  
Unibertsitate Publikoa

E.T.S.I.I.T.  
INGENIERO  
INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO DE ING.  
MECANICA, ENERGETICA  
Y DE MATERIALES

PROYECTO:

**TURBINA KAPLAN**

REALIZADO:

**MARTINEZ Alvaro**

FIRMA:

PLANO:

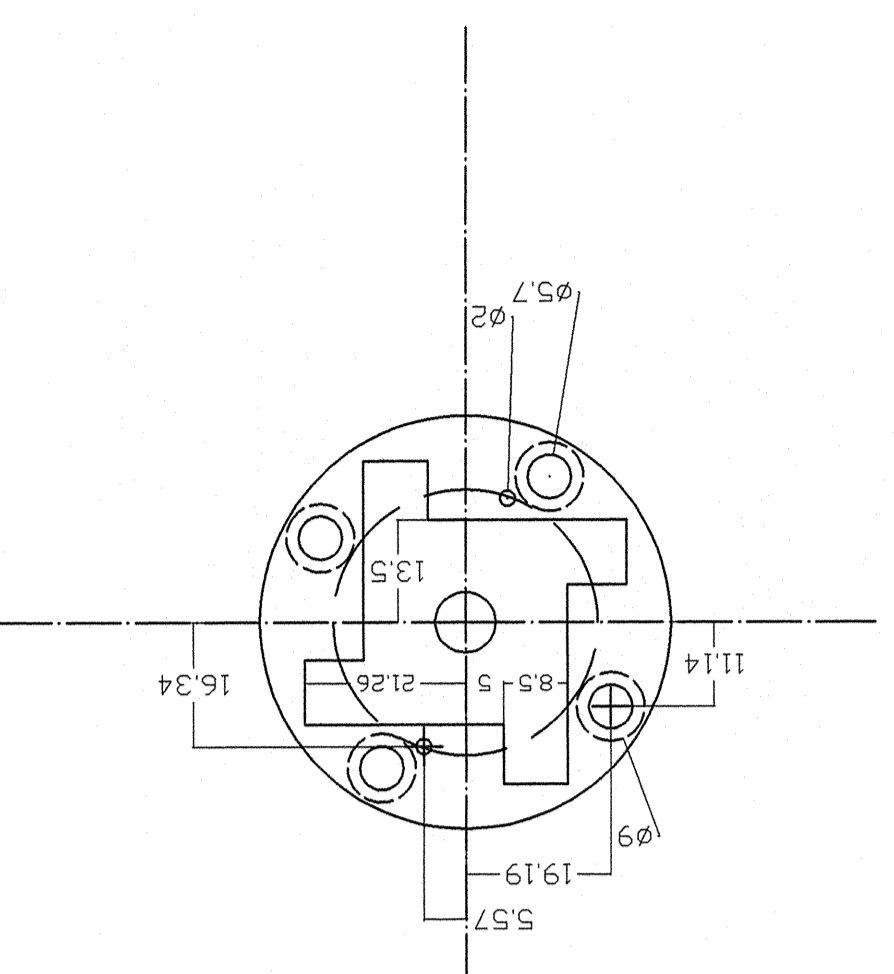
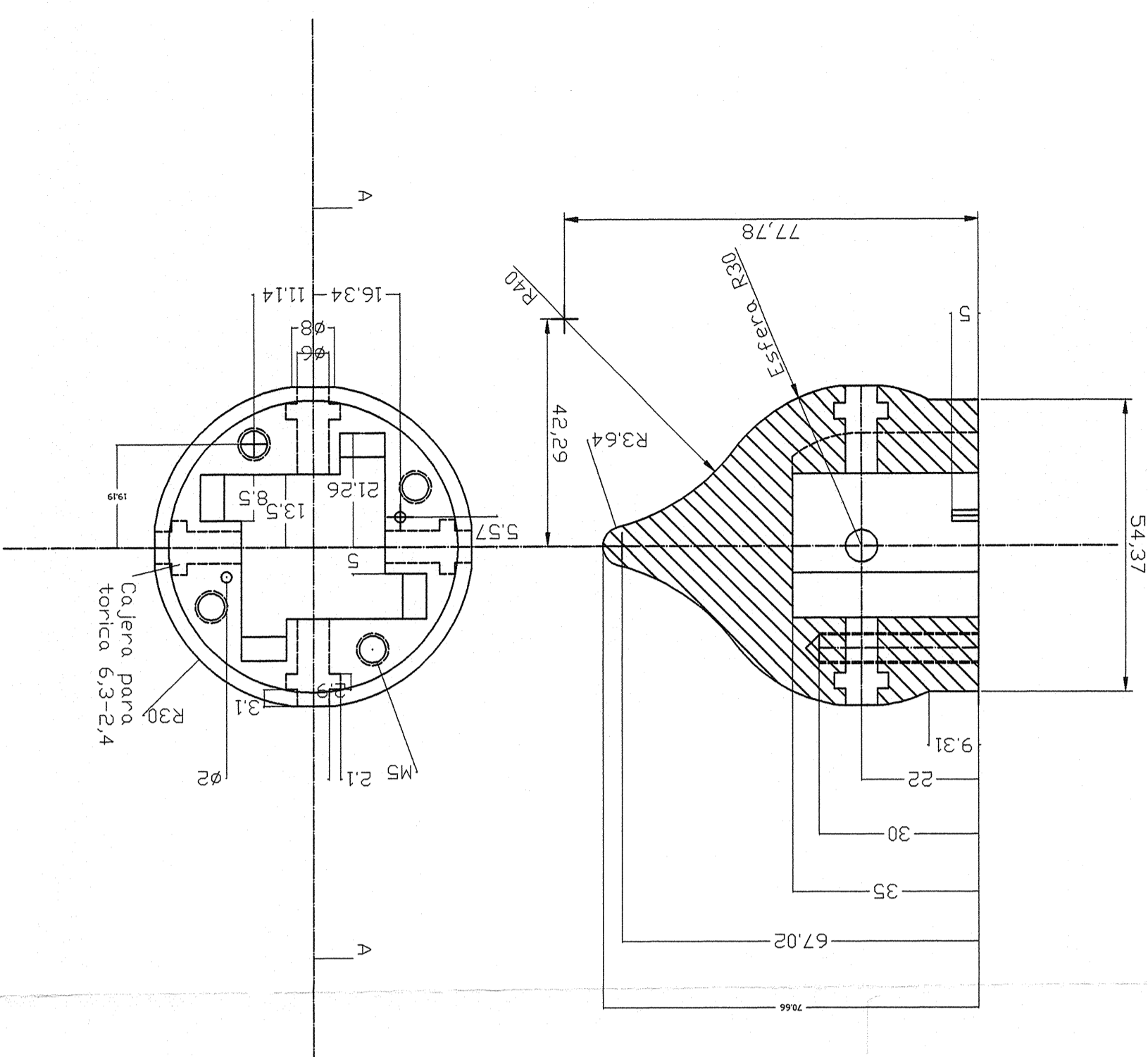
**BIELA Y MANIVELA**

FECHA:

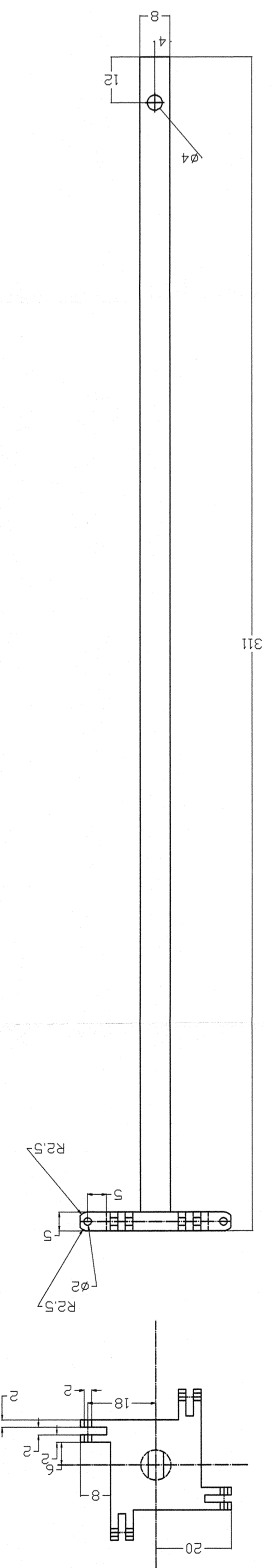
**15-7-99**

ESCALA:

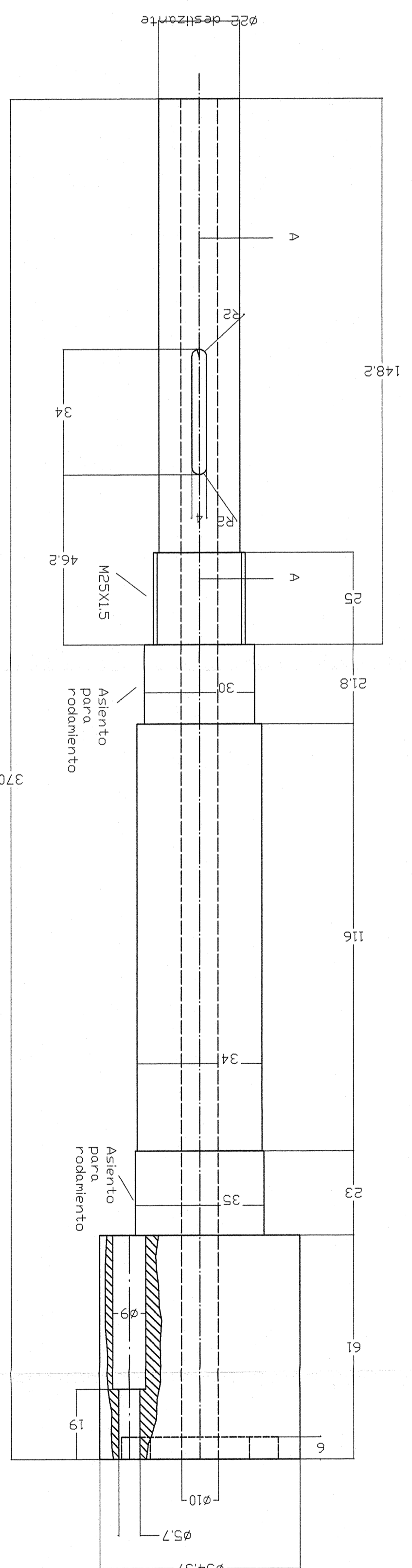
Nº PLANO:  
**10**



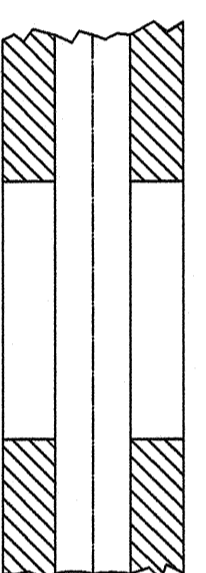
Tirador. Material: acero inox. 1 unidad




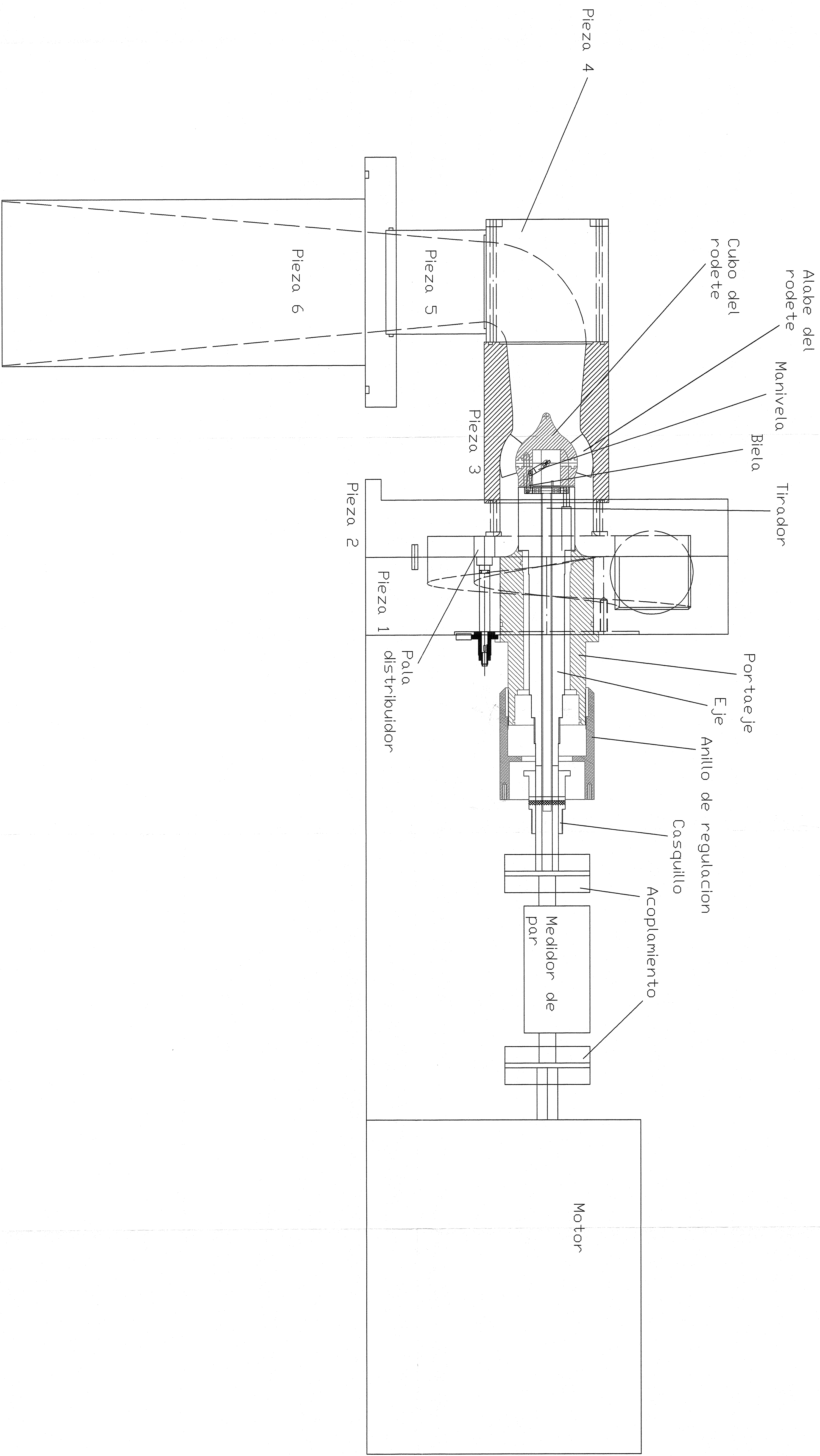
Eje. Material: Acero Inox. 1 unidad



Seccion A-A



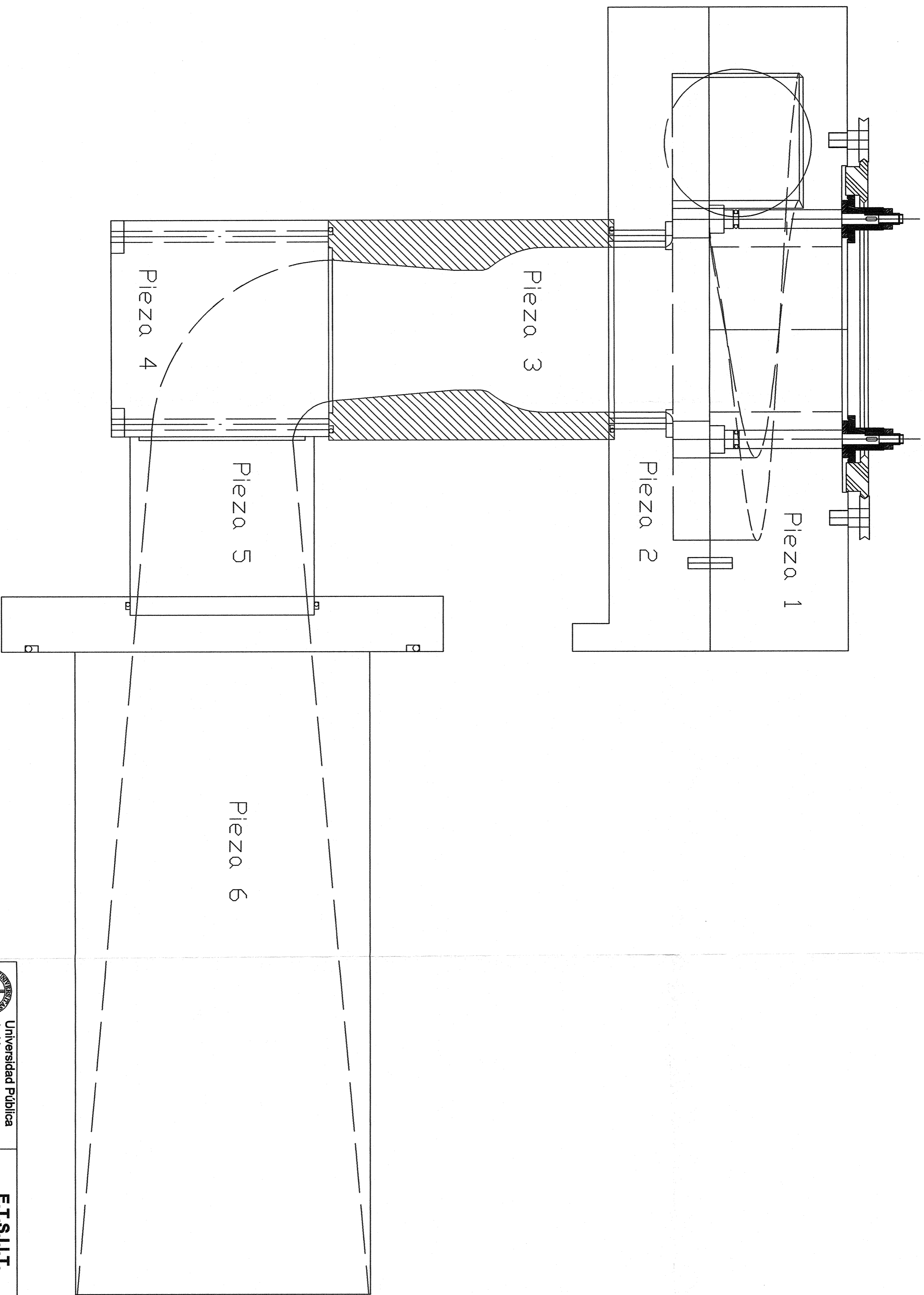
 Universidad Pública de Navarra E.T.S.I.I.T. Ingeniero Industrial	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES	PROYECTO: <b>TURBINA KAPLAN</b>	REALIZADO: <b>MARTINEZ Alvaro</b>
		PLANO: <b>CUBO DEL RODETE, EJE Y TIRADOR</b>	FECHA: <b>15-7-99</b>





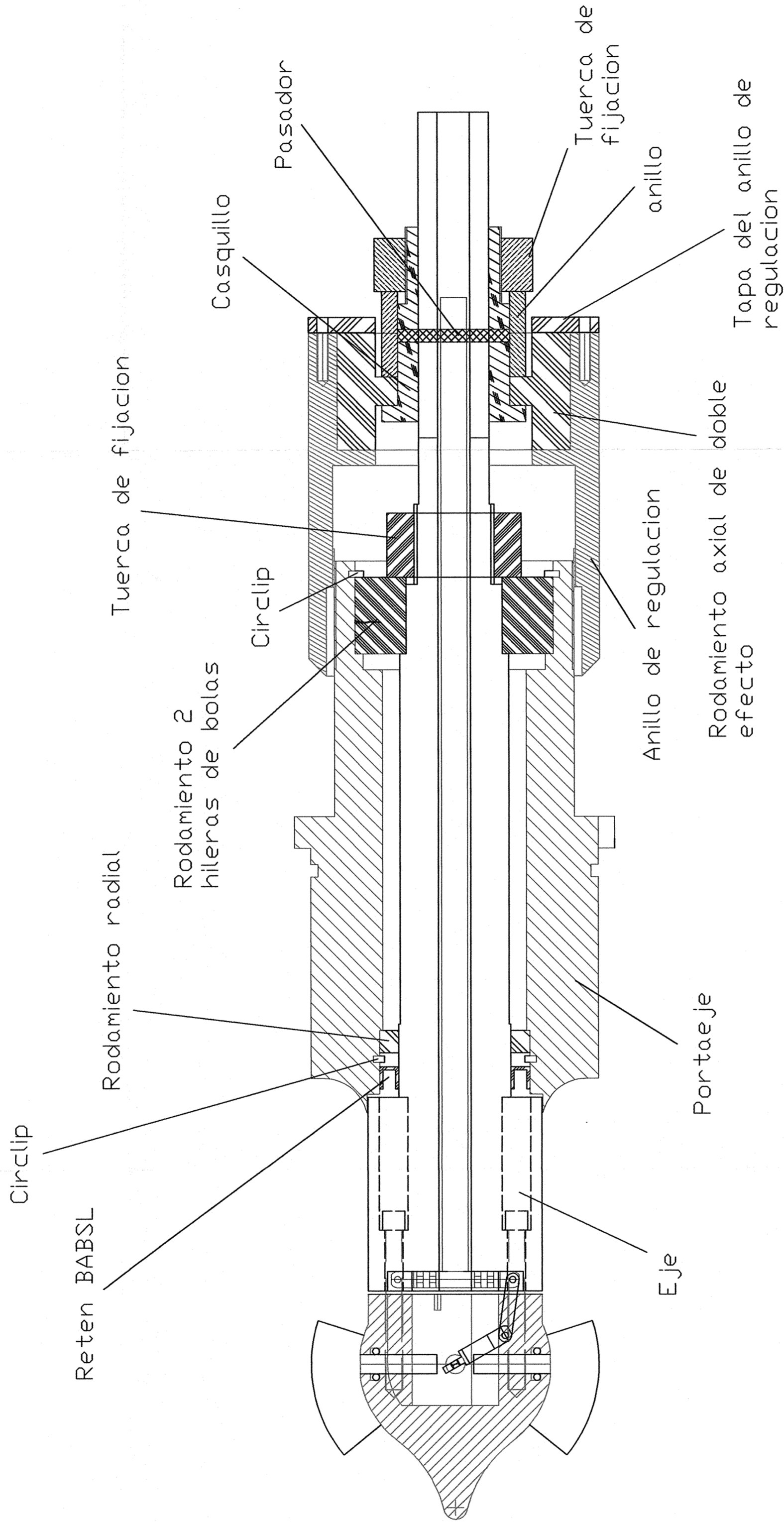
Universidad Pública de Navarra  
 E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL  
 DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES



PROYECTO: **TURBINA KAPLAN**  
 REALIZADO: **MARTINEZ, Alvaro**

PLANO: **MONTAJE 2**  
 FECHA: **15-7-99**  
 ESCALA: **2**

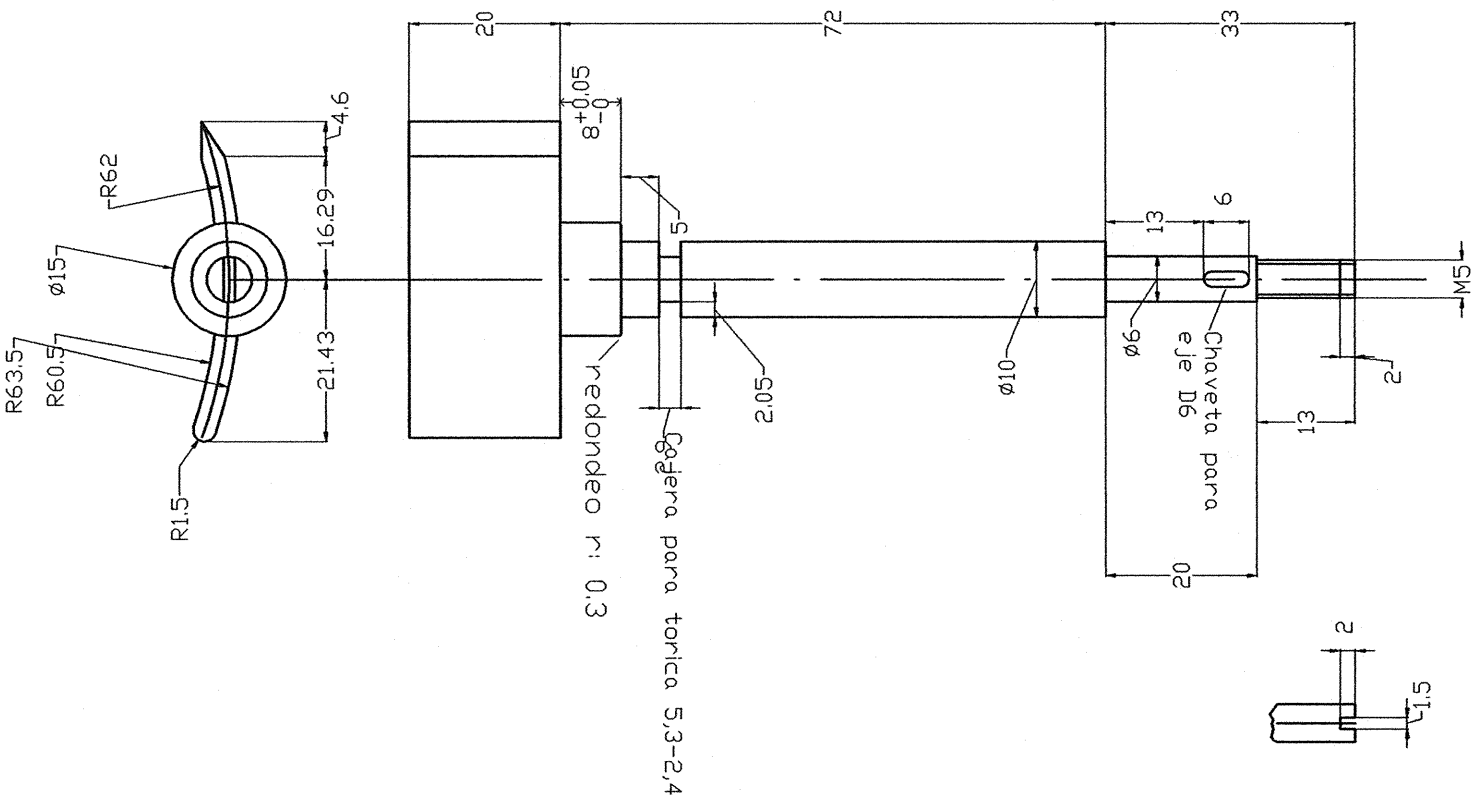


 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa		<b>E.T.S.I.I.T.</b> INGENIERO INDUSTRIAL
PROYECTO: <b>TURBINA KAPLAN</b>		DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES
REALIZADO: <b>MARTINEZ, Avaro</b>		FIRMA: 
PLANO: <b>MONTAJE 4.2.5</b>	FECHA: <b>15-7-99</b>	ESCALA: Nº PLANO: <b>13</b>

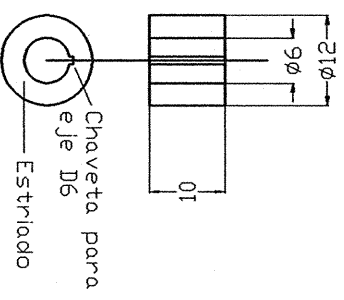


 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	<b>E.T.S.I.I.T.</b> <b>INGENIERO INDUSTRIAL</b>	DEPARTAMENTO: <b>DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ENERGETICA Y DE MATERIALES</b>
	REALIZADO: <b>MARTINEZ, Alvaro</b>	
FIRMA: 		
PROYECTO: <b>TURBINA KAPLAN</b>	FECHA: <b>15-7-99</b>	ESCALA: Nº PLANO: <b>15</b>
PLANO: <b>MONTAJE 4.2.9</b>		

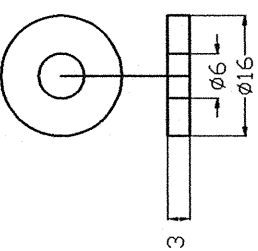
Pala distribuidor  
 Material: Acero Inox  
 9 unidades




Arandela con chavetero  
 Material: Acero Inox  
 9 unidades



Arandela  
 Material: Acero Inox  
 9 unidades



  
 Universidad Pública  
 de Navarra  
 Nafarroako  
 Unibertsitate Publikoa

**E.T.S.I.I.T.**  
 INGENIERO  
 INDUSTRIAL

DEPARTAMENTO:  
**DEPARTAMENTO DE ING.  
 MECANICA, ENERGETICA  
 Y DE MATERIALES**

PROYECTO:

**TURBINA KAPLAN**

REALIZADO:

**MARTINEZ ALVARO**

FIRMA:



PLANO:

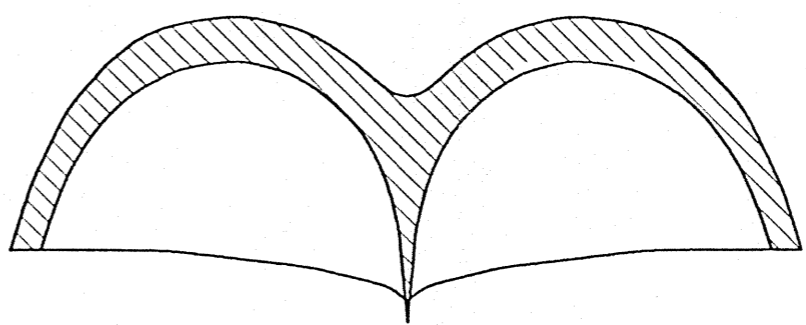
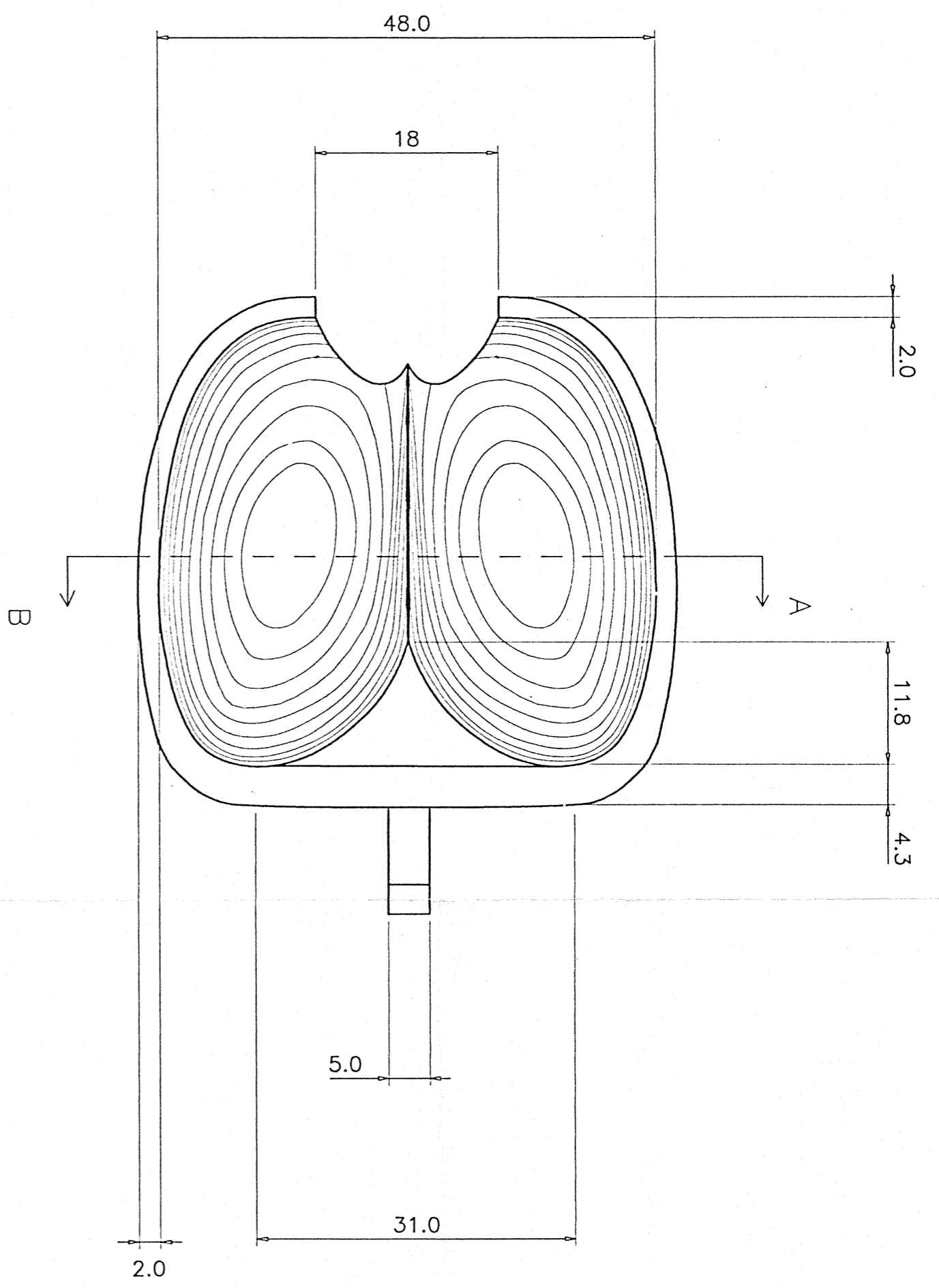
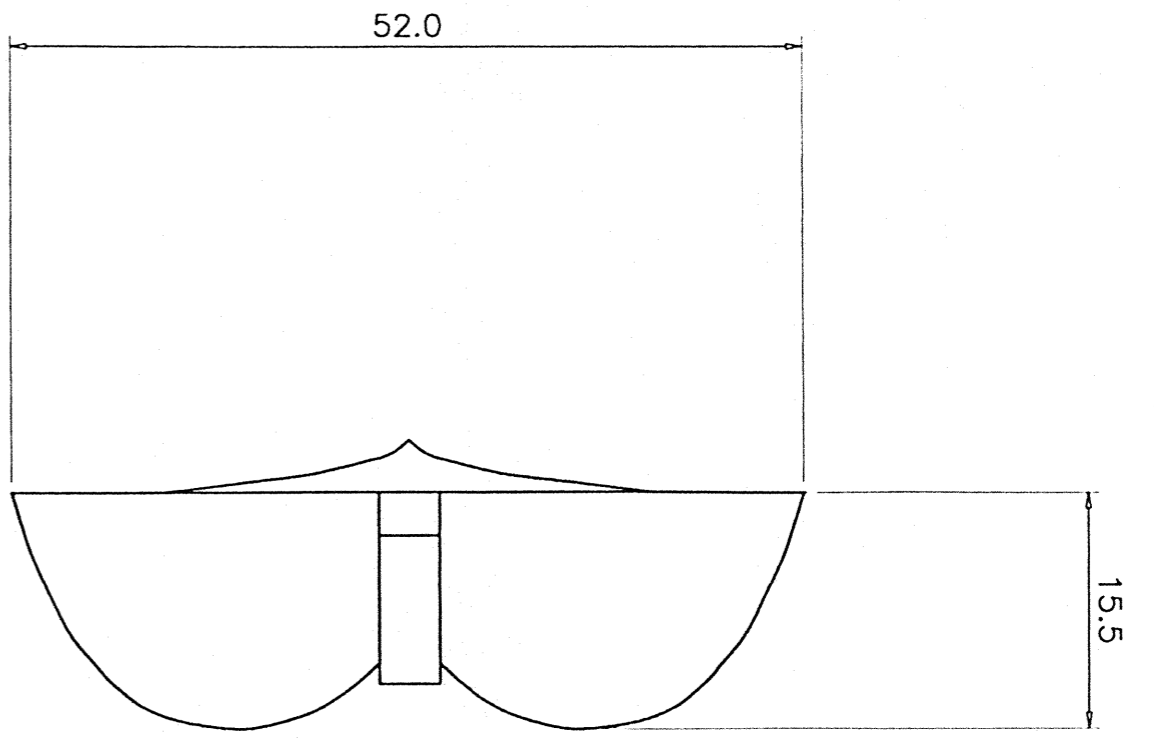
**PALA, ARANDELA Y ARANDELA CON CHAVETERO**

FECHA:

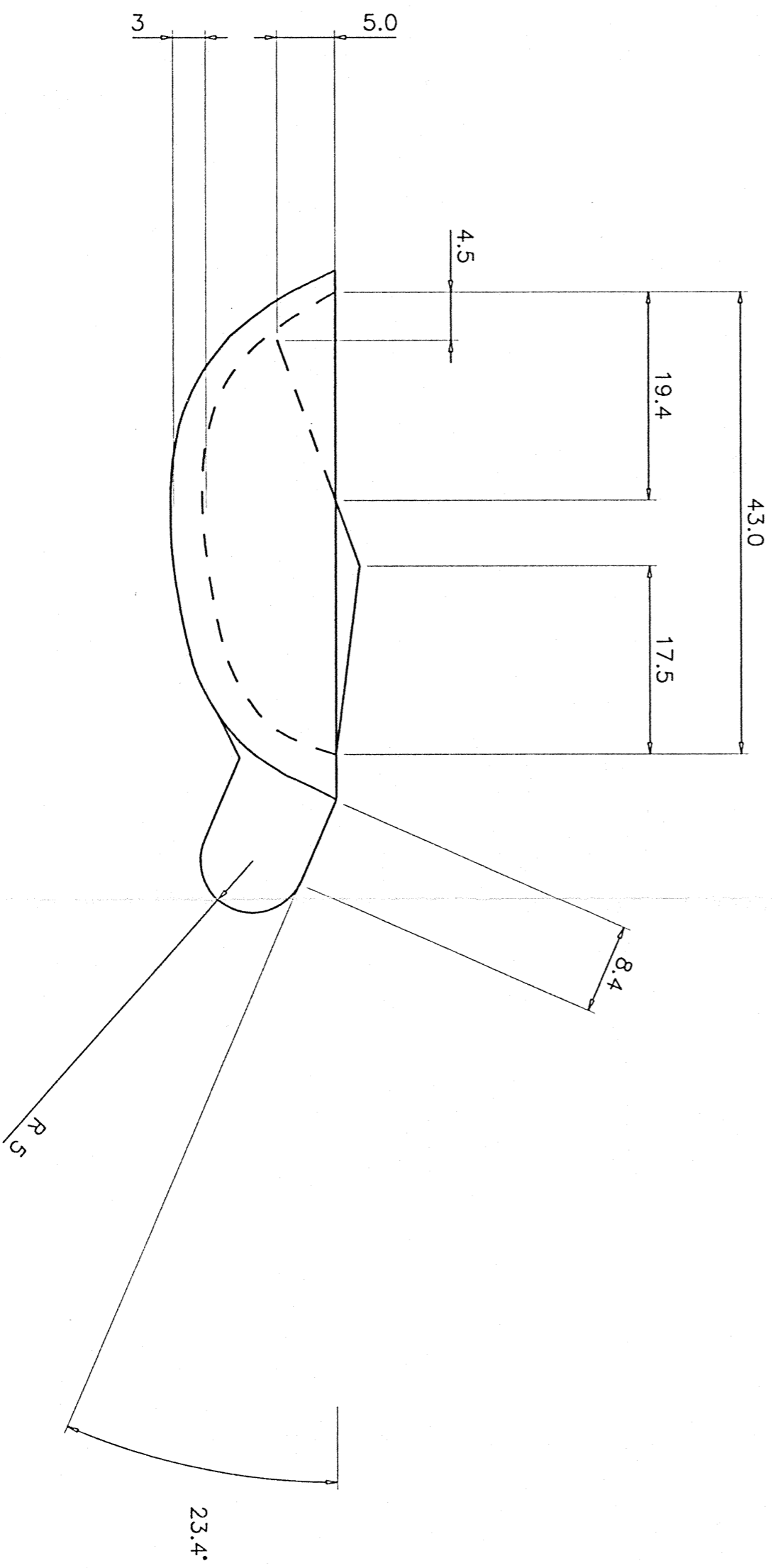
**15-7-99**

ESCALA:

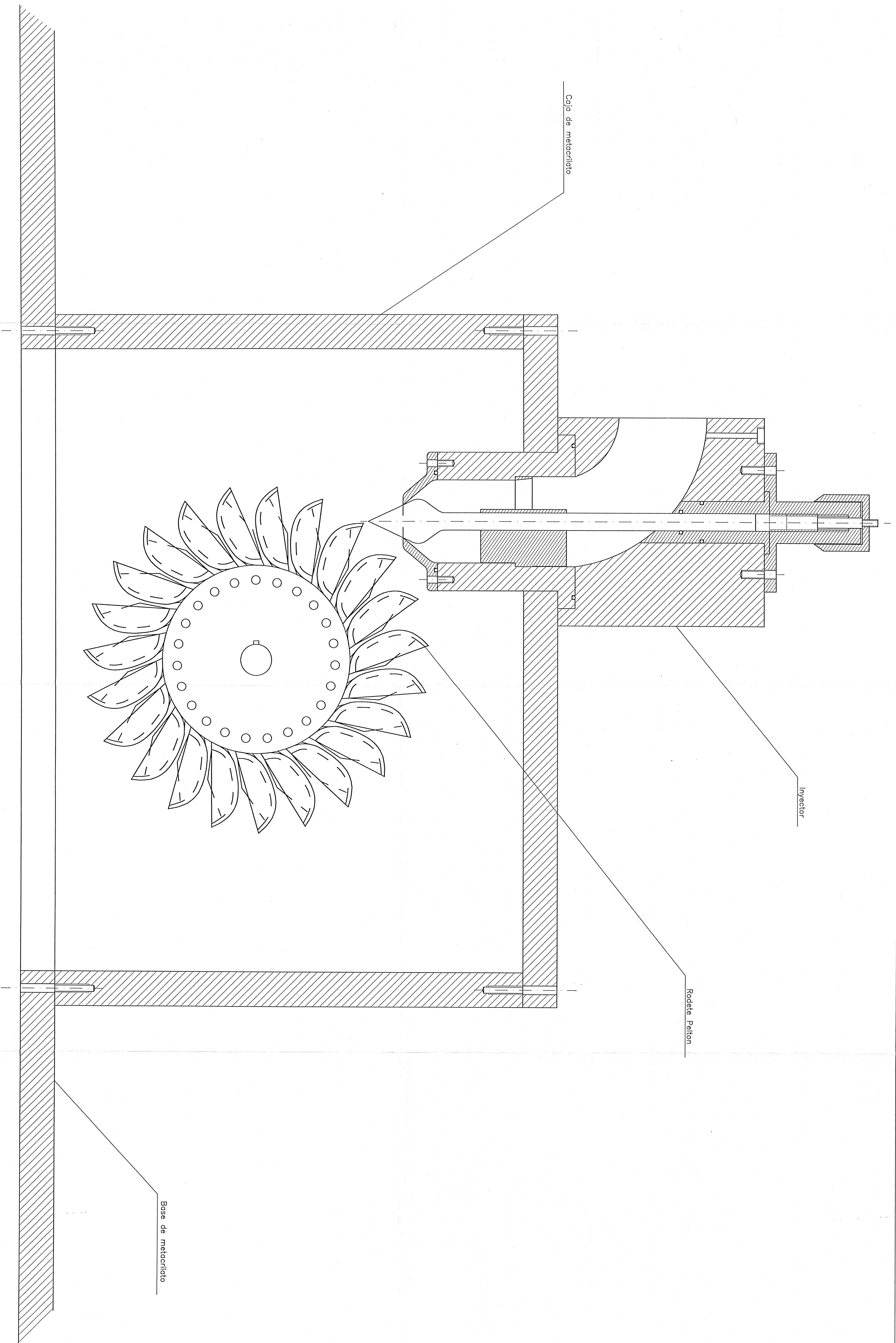
Nº PLANOS  
**11**



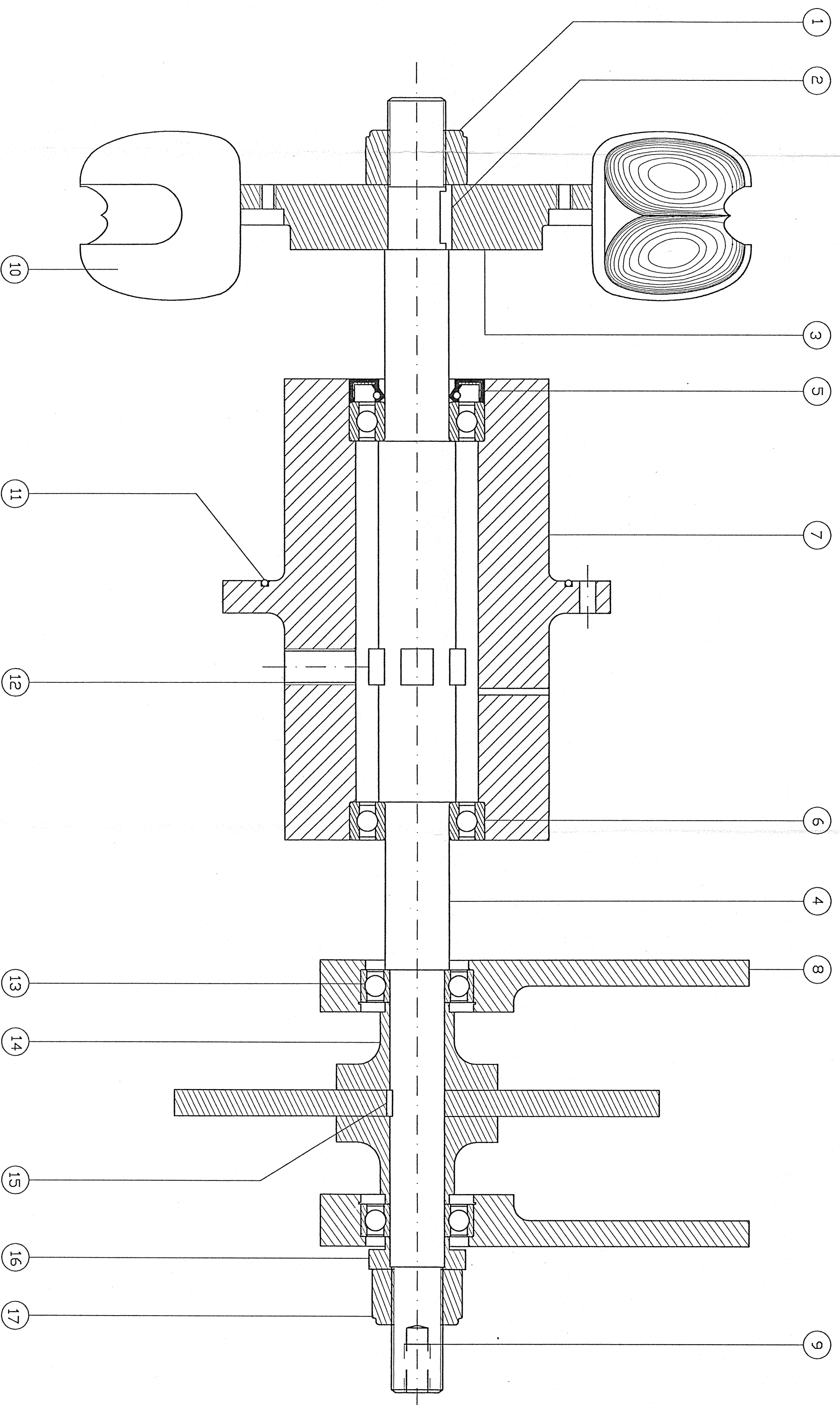
corde AB



 UNIVERSIDAD PÚBLICA DE NAVARRA DEPARTAMENTO DE EXPRESIÓN GRÁFICA Y PROYECTOS	Centro: ESTILIT	Alumno: DAVID ASTRAIN ULIBARRENA
	Titulación: INDUSTRIAL	Nº:
Escala: 1 2/1	Denominación: ALABE PELTON	Fecha: 5-5-1995
Laminas: 22		





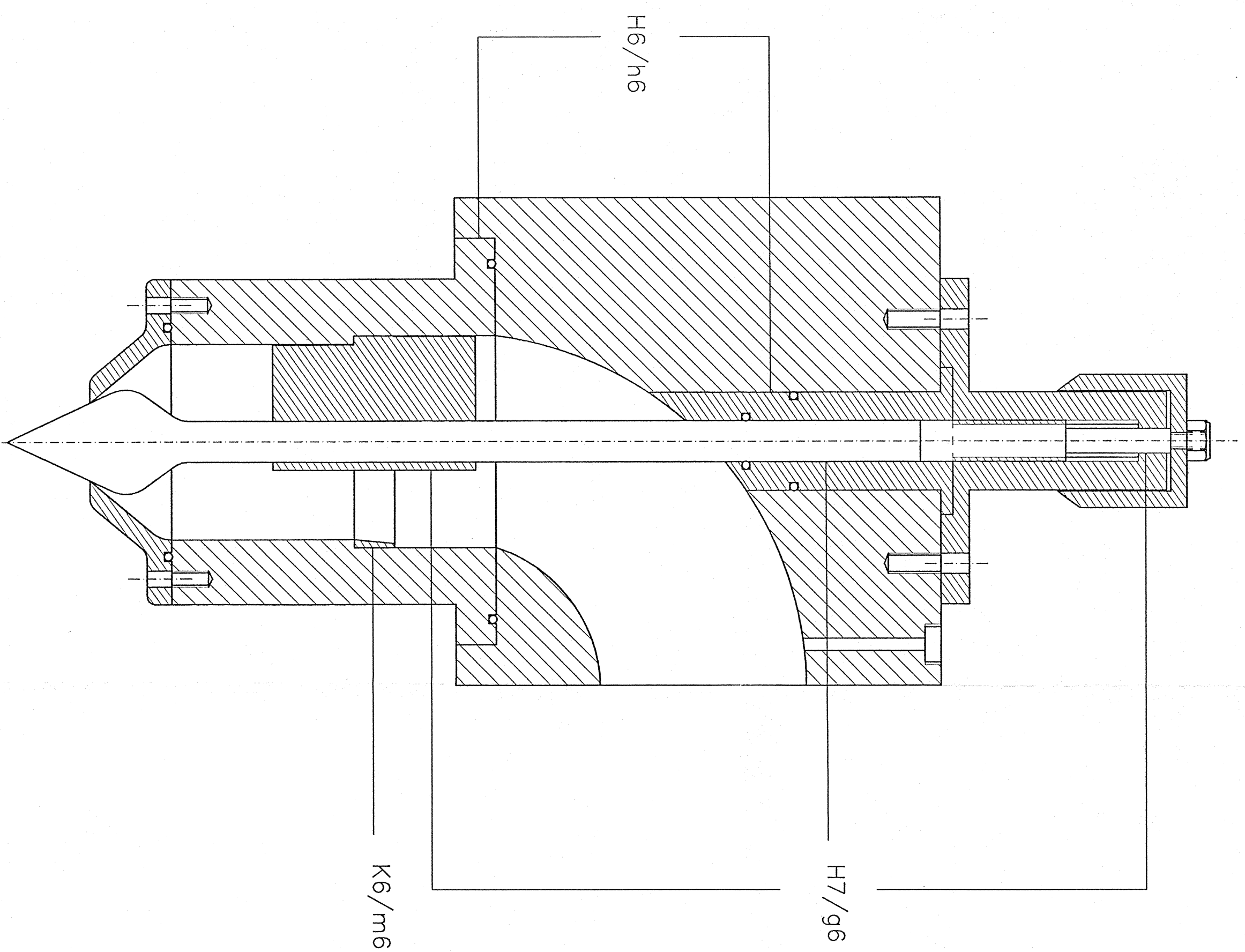


1	Tuerca autobloqueante M18x1,5	DIN 6986	1	Acero inoxidable
1	Chavetero rodete		2	Acero inoxidable AISI 304
2	Disco de rodete Palton		3	Acero inoxidable AISI 304
1	Eje		4	Acero inoxidable AISI 304
1	Rolan rodil MP 09A-B06		5	NBR
2	Rodamientos 6004-2RS		6	Acero al cromo (1,35Cr)
1	Portavals con brida		7	Aluminio
2	Placa de sujeción de freno		8	Aluminio 6082
1	Roscado Interior M8,0		9	Aluminio de izón
46	Axle palton		10	NBR
1	Junta torica ORO76020		11	NBR
1	Acoplamiento para sensor Inductivo		12	Acero al cromo (1,35Cr)
2	Rodamientos 6003-2RS		13	Acero FT14
2	Casquillo disco de freno		14	Acero inoxidable AISI 304
1	Obortero disco de freno		15	Acero FT14
1	Casquillo de epéula		16	Acero FT14
1	Tuerca autobloqueante M18x1,5		17	Acero inoxidable
Nº	Denominación	Norma	Mercado	Materia
Piezas				

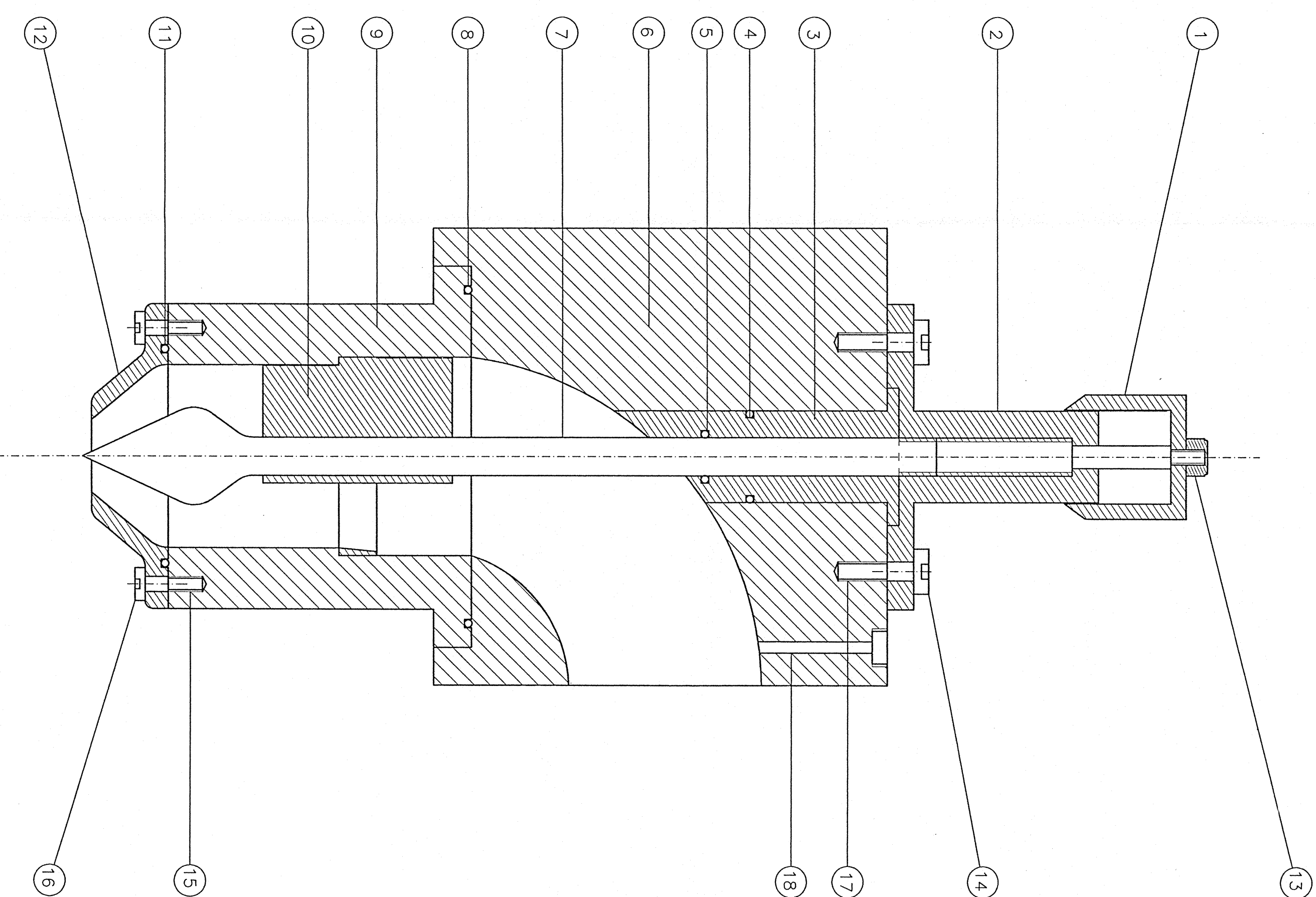


inyector en posición cerrado

Tipos de ajustes

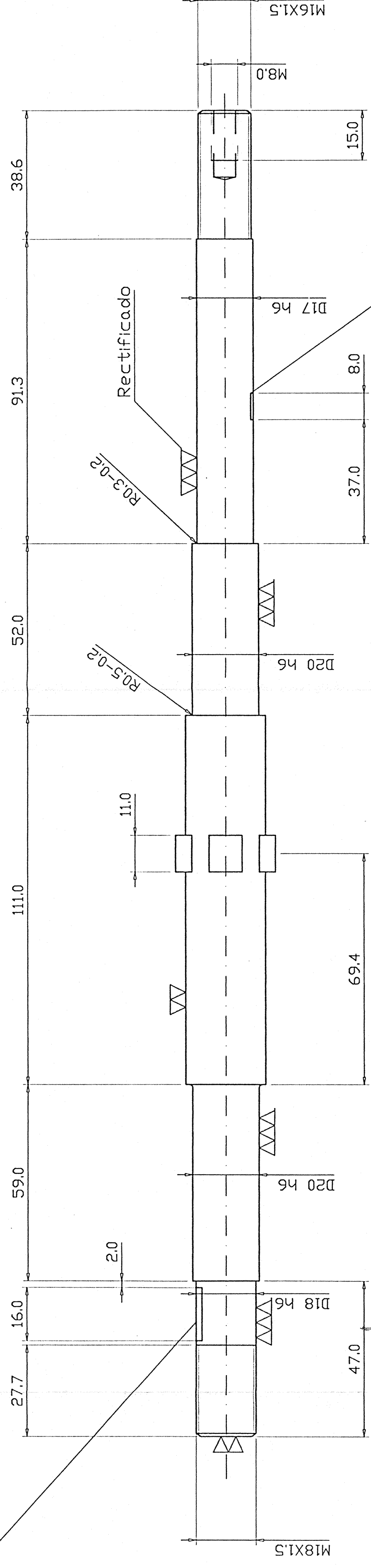


inyector en posición máximo caudal

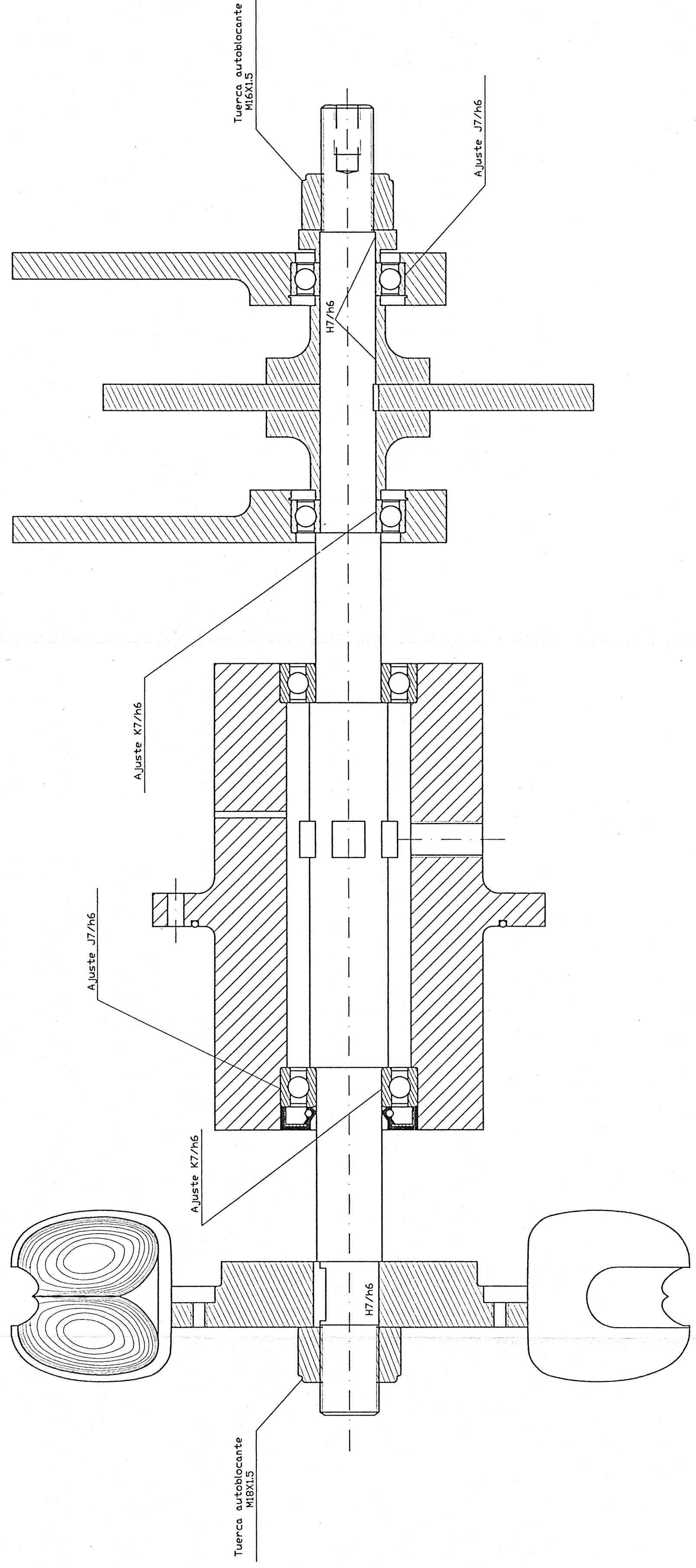


Nº Piezas	Denominación	Norma	Marca	Material	Peso
1	Accionador	1		Bronce	
1	Partidura con brida	2		Bronce	
1	Partidura	3		Bronce	
1	Junta torloca 08020520	4		NBR	
1	Junta torloca 08010020	5		NBR	
1	Codo inyector	6		Latón	
1	Lanero	7		Acero inoxidable AISI 304	
1	Junta torloca 08080020	8		NBR	
1	Porta bolas con brida	9		Latón	
1	Porta	10		Bronce	
1	Junta torloca 08054020	11		NBR	
1	Tobaco con brida	12		Bronce	
1	Contratuerca hexagonal M4	13		Acero inoxidable	
4	Tornillo Allen M5x20	14		Acero inoxidable	
4	Half-coil M4x16	15		Acero inoxidable	
4	Tornillo Allen M4x15	16		Acero inoxidable	
4	Half-coil M5x20	17		Acero inoxidable	
1	Apogonamiento para enchufe rápido	18		Latón	

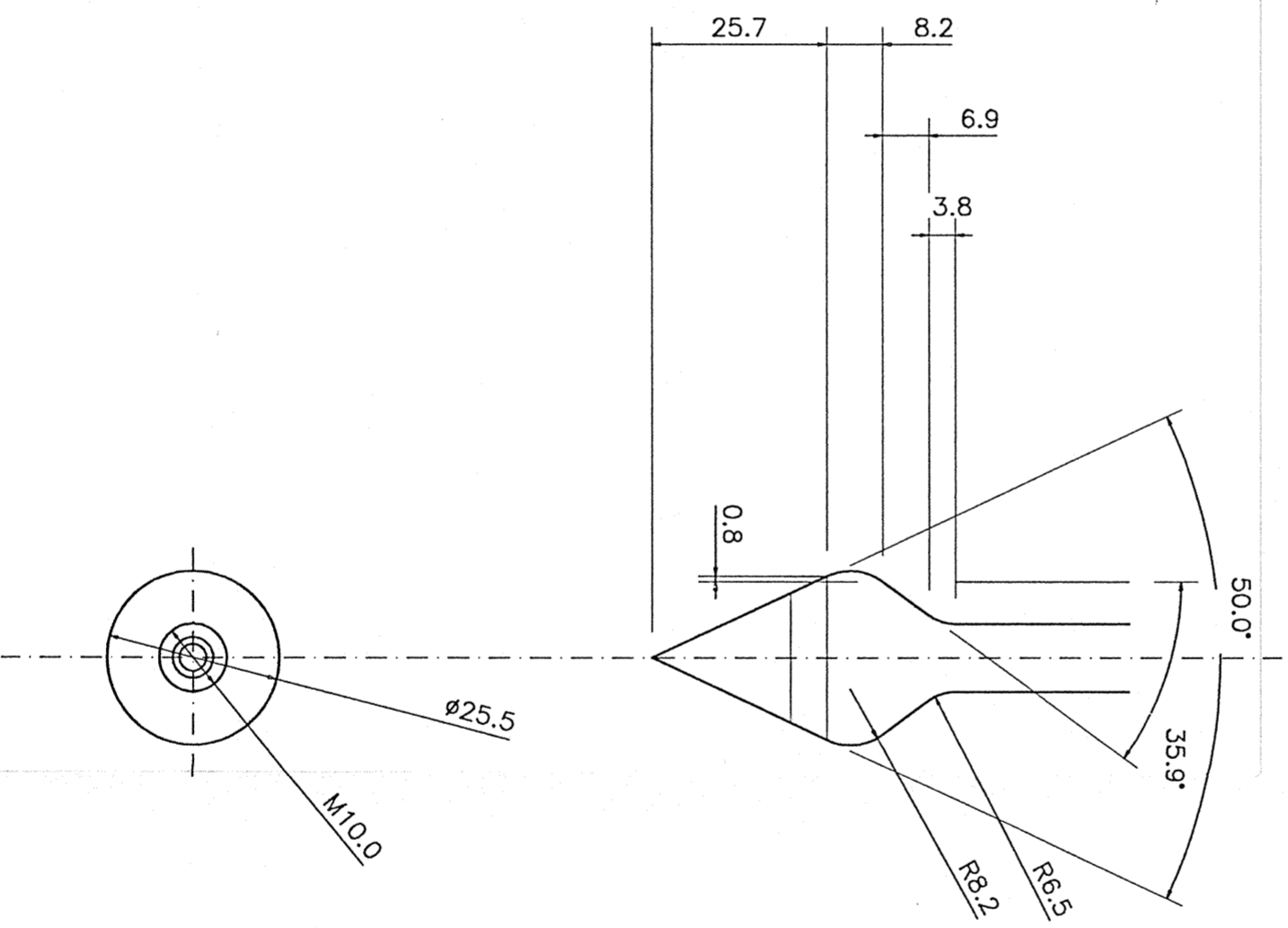
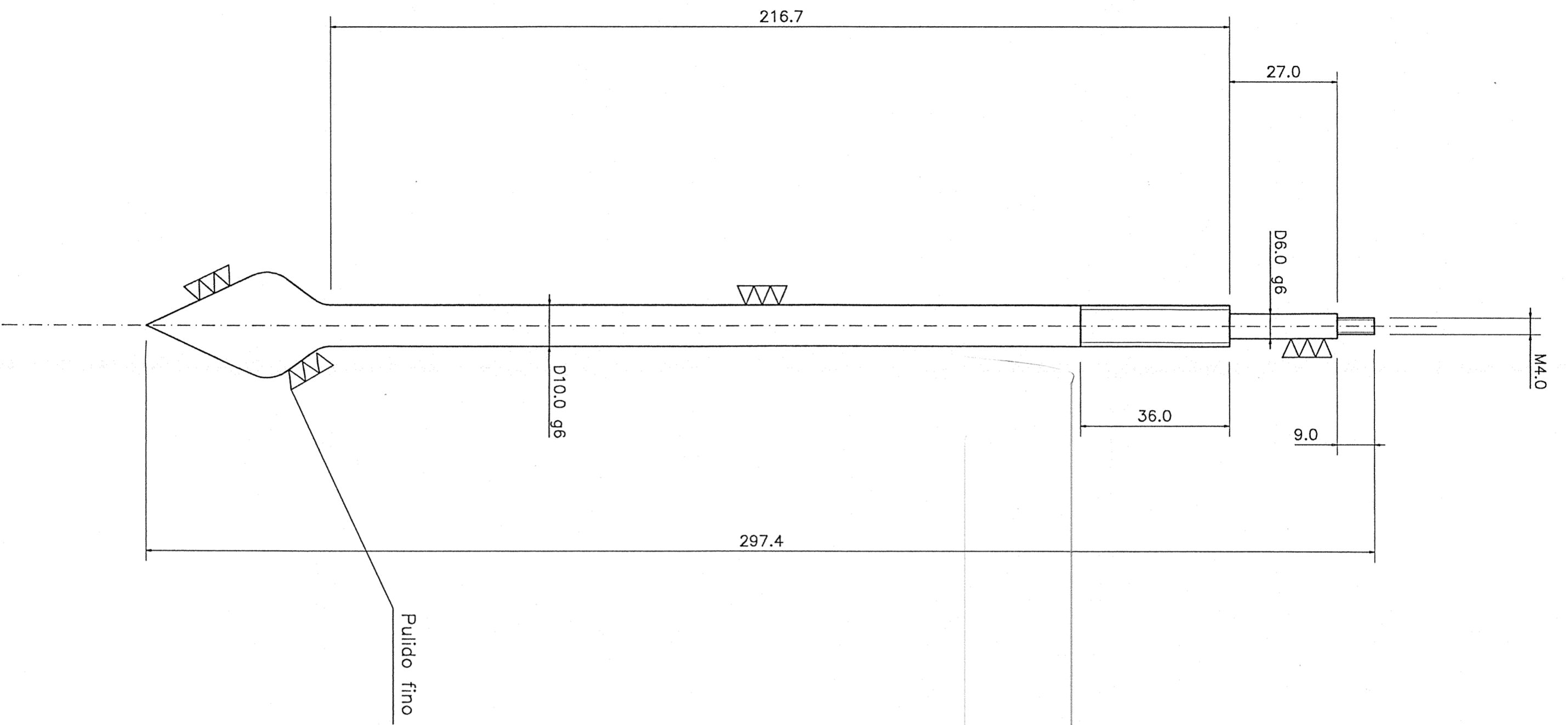
Alojamiento para  
chavetero normalizado  
(DIN6886)



Alojamiento para  
chavetero normalizado  
(DIN6886)



Tolerancias generales:  $\pm 0.2\text{mm}$ ,  $\pm 20''$

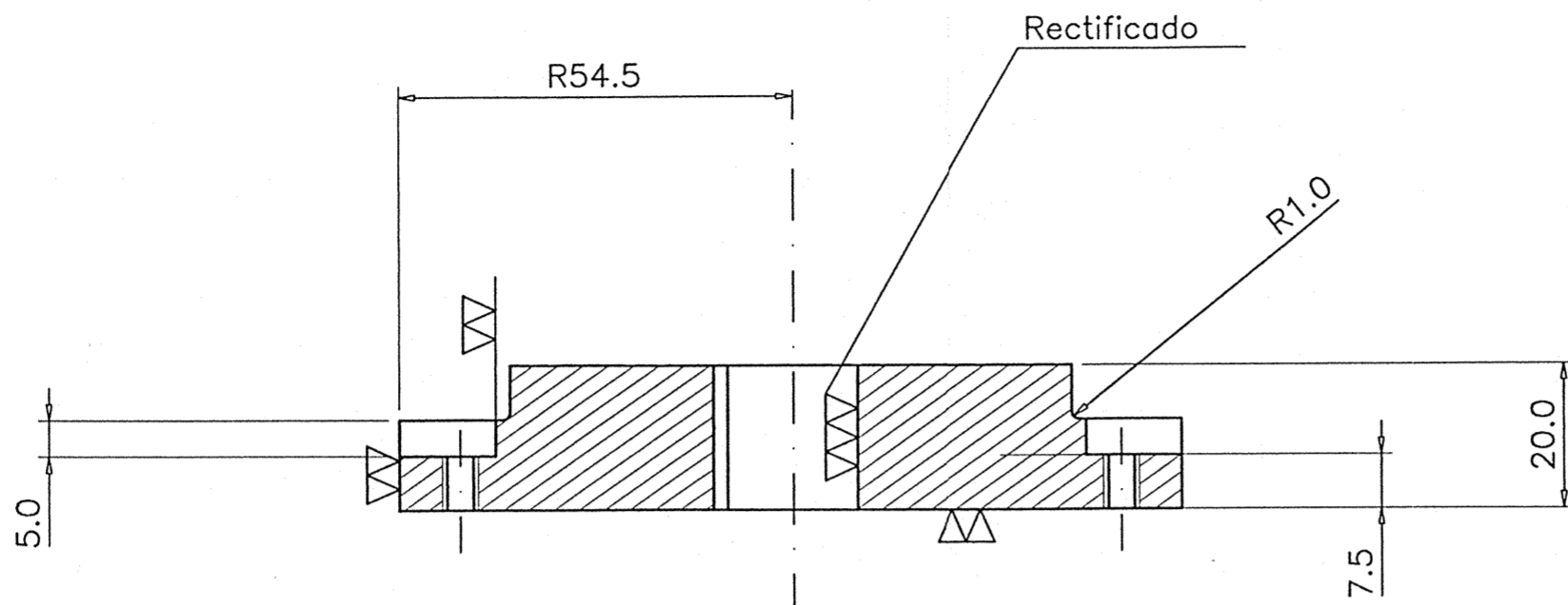


Detalle de la punta de la lanza

Tolerancias generales:  $\pm 0.2\text{mm}$ ,  $\pm 20''$

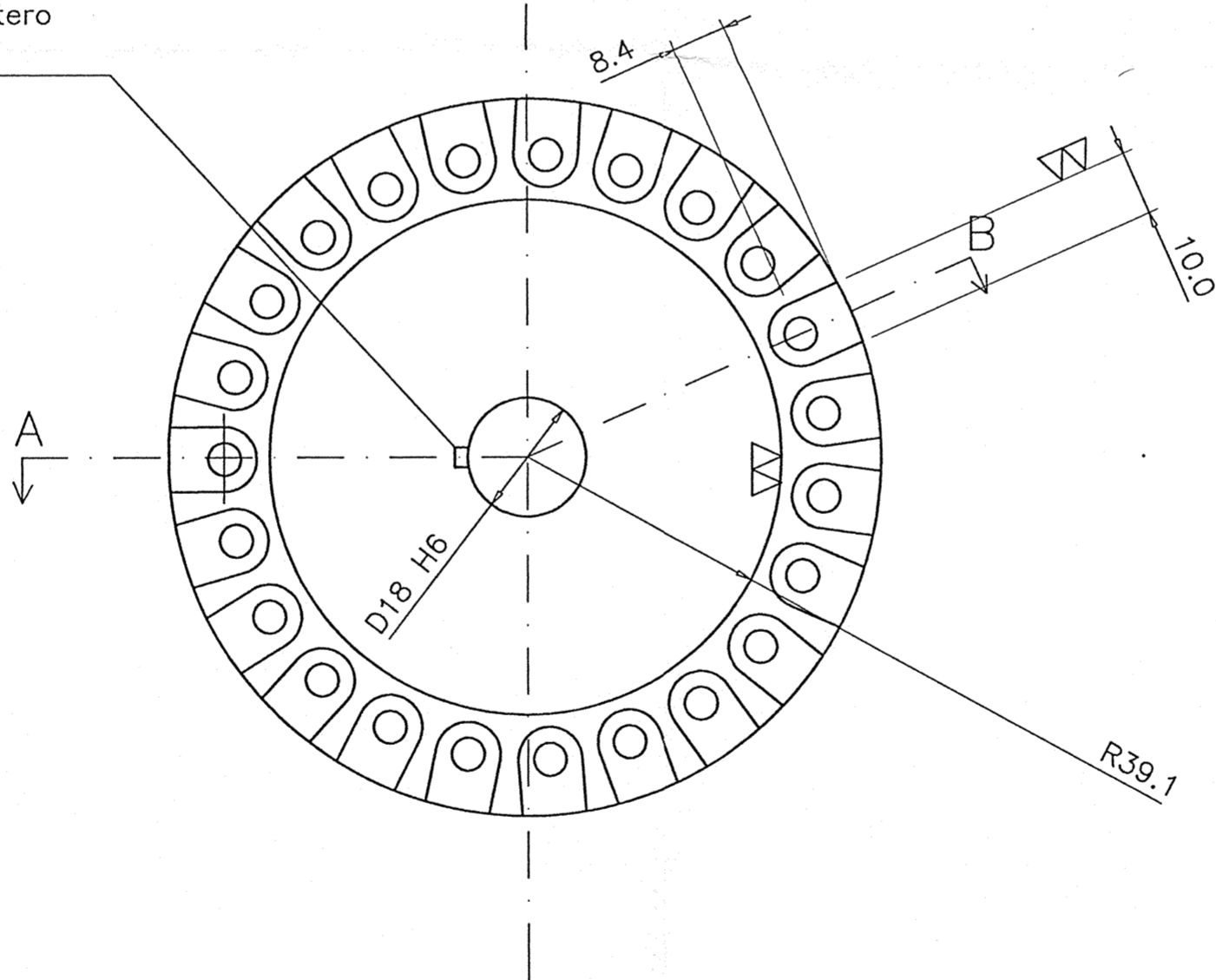
1	Lanza			Acero Inoxidable AISI 304	
Nº Piezas	Denominación	Norma	Marca	Materia	Peso

UNIVERSIDAD PÚBLICA DE NAVARRA  
 DEPARTAMENTO DE EXPRESIÓN GRÁFICA Y PROYECTOS  
 Centro: ETS.I.I.T.  
 Titulación: INDUSTRIAL  
 Curso: 5  
 Fecha: 3-5-1995  
 Alumno: DAVID ASTRAIN UJARRERA  
 Nº:  
 Escala: 1/1  
 Denominación: LANZA  
 Lámina: 7  
 Comprobado:

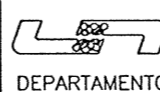


Corte AB

Alojamiento para chavetero normalizado (DIN 6886)



Tolerancias generales:  $\pm 0.2\text{mm}$ ,  $\pm 20''$

Nº Piezas	Denominación	Norma	Marca	Material	Peso
 UNIVERSIDAD PUBLICA DE NAVARRA NAFARROAKO UNIBERSITATE PUBLIKOA DEPARTAMENTO DE EXPRESION GRAFICA Y PROYECTOS		Centro: E.T.S.I.I.T. Titulación: I.INDUSTRIAL Curso: 5		Alumno: DAVID ASTRAIN ULIBARRENA Nº: Fecha: 5-5-1995	
Escala: 1/1	Denominación: <b>RODETE</b>	Lamina: 12		Comprobado: 