



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 II

MEMORIA

Pablo Urdiain Goñi

Justo García Ortega

Javier León Iriarte

Pamplona, abril 2012









Agradecimientos

La realización del Proyecto Fin de Carrera supone, como su propio nombre indica, la conclusión de una etapa fructífera, siendo éste la punta del iceberg de los conocimientos adquiridos y del trabajo realizado a lo largo de todos los años cursados en la Universidad.

Llegar hasta aquí no es fácil ni sencillo, pero gracias a la ayuda de la familia, de los amigos, de los profesores y de los tutores del proyecto es posible alcanzar esta meta, y por ello voy a dedicar estas líneas para agradecer la atención y el apoyo que me han prestado.

A mis padres, hermano y familiares, por estar siempre a mi lado en todo momento y darme ánimos cuando más los necesitaba.

A Justo García y a Javier León, tutores del proyecto, sin cuya ayuda y dedicación no hubiese sido posible realizar el presente proyecto.

A la Escuela de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación y al departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales, por poner a nuestra disposición todos los medios, tanto humanos como técnicos, de los que dispone.

Al personal de talleres de la Universidad, en especial a José, por el trabajo y esfuerzo realizado en la recuperación y reparación de los equipos.

Y para finalizar, agradezco a todos aquellos que seguro que me he olvidado. Muchas gracias por ayudarme a llevar a buen término este proyecto.





ÍNDICE

1. PLANTEAMIENTO Y OBJETIVOS DEL PROYECTO FIN DE CARRERA	9
2. ANTECEDENTES HISTÓRICOS	10
3. INTRODUCCIÓN	19
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
4. METODOLOGÍA DOCENTE DE LOS GUIONES	33
5. GUIONES DE PRÁCTICAS	34
5.1. Desmontaje y montaje de una bomba centrífuga	35
5.2. Curvas características de una bomba centrífuga	53
5.2.1. Curvas características de una bomba centrífuga (guión para el profesor)	63
5.3. Leyes de semejanza en una bomba centrífuga	75
5.3.1. Leyes de semejanza en una bomba centrífuga (guión para el profesor)	87
5.4. Cavitación en una bomba centrífuga	103
5.4.1. Cavitación en una bomba centrífuga (guión para el profesor)	121
5.5. Pérdida de carga en un codo	143
5.5.1. Pérdida de carga en un codo (guión para el profesor)	149
5.6. Pérdida de carga en una válvula de pie	155
5.6.1. Pérdida de carga en una válvula de pie (guión para el profesor)	163
5.7. Estudio experimental de una turbina Francis	171
5.7.1. Estudio experimental de una turbina Francis (guión para el profesor)	193
5.7.2. Estudio experimental de una turbina Francis (guión para el profesor con $H = 15$ m)	221
5.8. Estudio experimental del golpe de ariete	251
6. CONCLUSIONES Y COMENTARIOS	281
7. BIBLIOGRAFÍA	283





1. PLANTEAMIENTO Y OBJETIVOS DEL PROYECTO FIN DE CARRERA

El presente proyecto fin de carrera se encuentra ubicado dentro de la rama de Mecánica de Fluidos y se caracteriza principalmente por la realización de ensayos en el laboratorio. Tiene como objetivo la elaboración 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 una vez finalizados, 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.

Actualmente existen una serie de guiones de prácticas que se están utilizando desde hace ya varios años. En consecuencia, 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 complementan a los ya existentes.

Por lo 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 estudiados en clase, para ello, se incluirán 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 los 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 los 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 elaboración de los 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 lo 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 la 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.

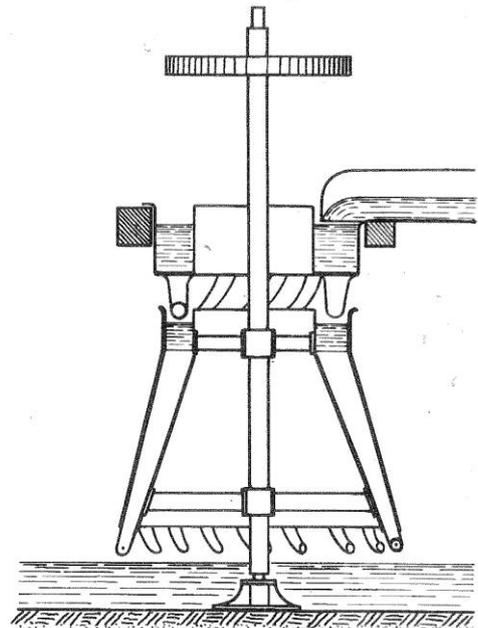


Fig. 3: Turbina hidráulica propuesta por Euler.

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.

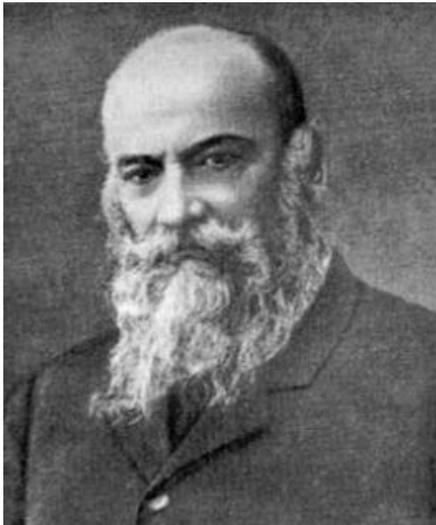


Fig. 5: Nicolai E. Joukowski

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 d'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 (ϵ) 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 (Cátedra, 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 m² 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). Proyectado 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 (ETSIT),

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. 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 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.

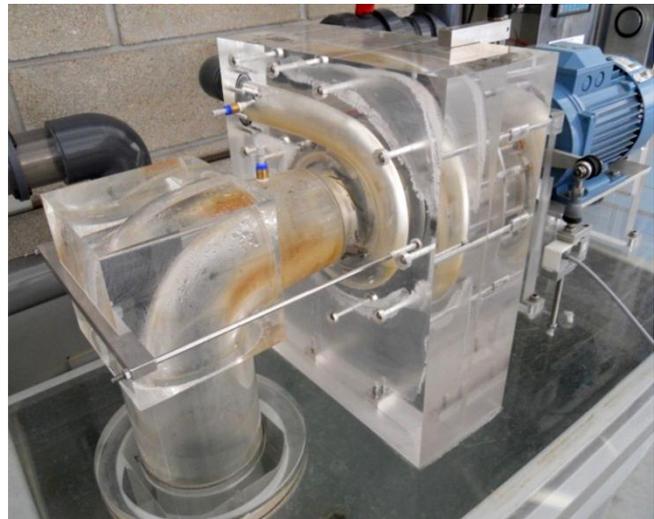


3.3. Equipos utilizados en la realización de los guiones

1. Turbina Francis

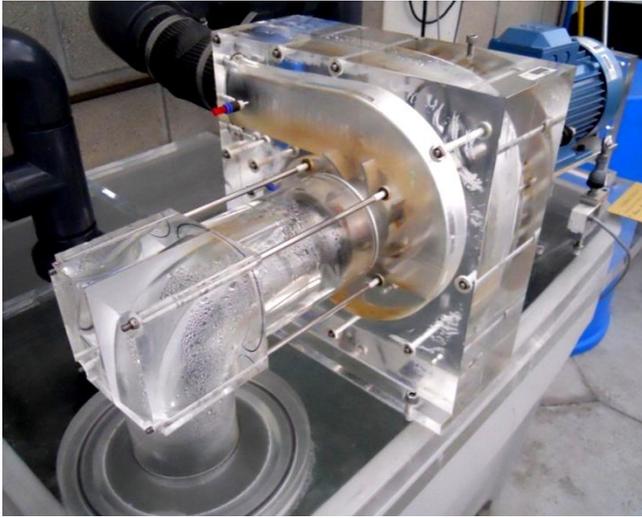
Se trata de una turbina de reacción semiaxial que se adapta bien a una gran diversidad de alturas de salto (desde 30 hasta 550 m) y de caudales, ofreciendo eficiencias superiores al 90%, razón por la cual es la turbina más instalada. Las velocidades específicas (n_s) en las turbinas Francis se encuentran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



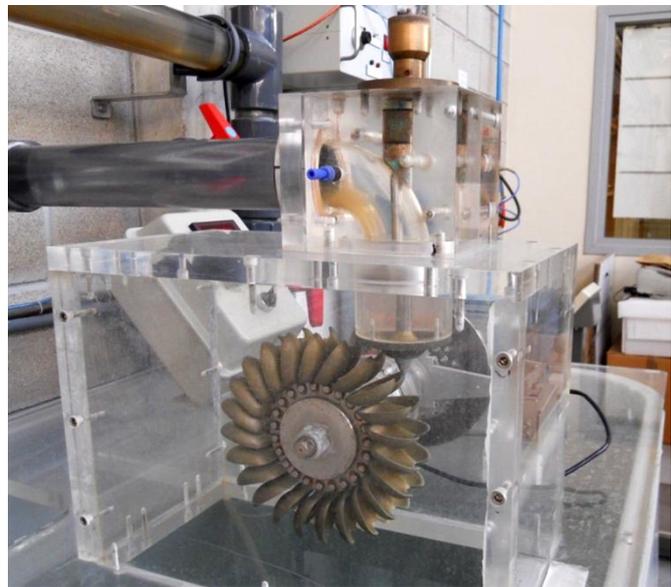
de agua como el ángulo de las palas del rodete, adaptándose muy bien a cualquier carga y permitiendo obtener siempre el máximo rendimiento.

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).

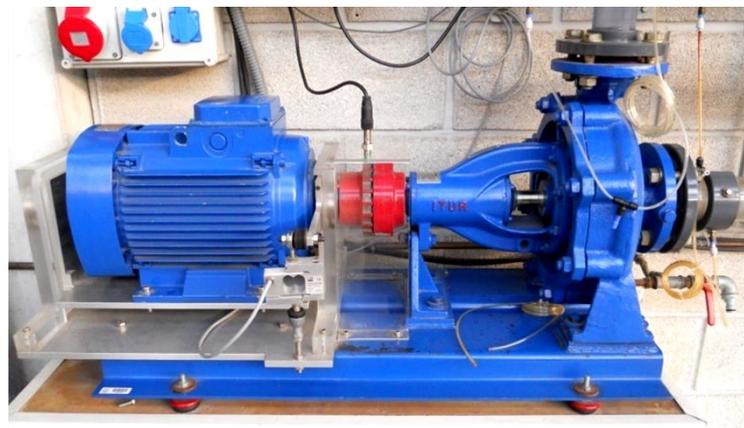
Estas turbinas son adecuadas para grandes alturas (100 – 2000 m) y pequeños caudales y su velocidad específica resulta baja, entre 10 y 30 con un solo inyector y hasta 75 con seis inyectores. Así pues, la potencia en la misma se consigue más por la altura que por el caudal.



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

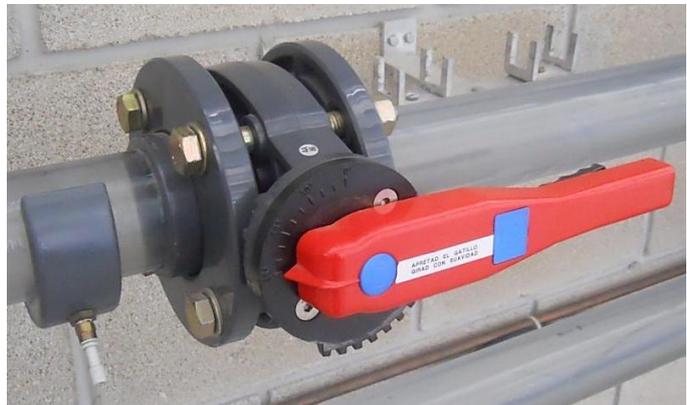


El tubo Venturi es un dispositivo que consta de dos troncos de cono invertidos, que se intercala en la conducción formando parte de la misma. Éste origina, al pasar por él un fluido, una pérdida de presión que puede ser medida y utilizada para calcular el caudal instantáneo que lo atraviesa. Los tubos 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 fijados 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/cm² 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 un pantalla digital.

16. Barómetro

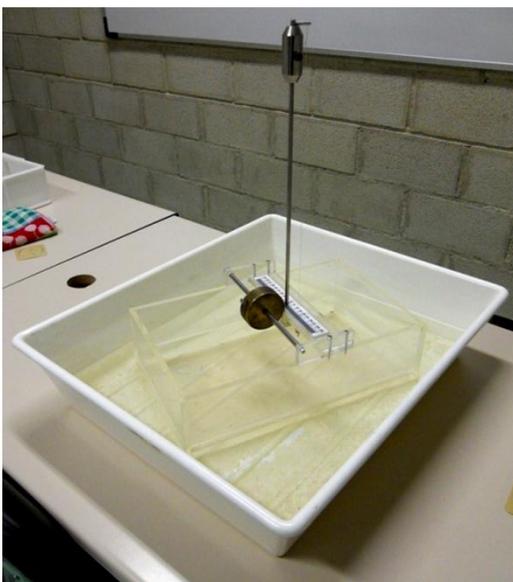
Un barómetro es un instrumento empleado para medir la presión atmosférica. Consiste en un tubo cerrado por el extremo superior, y con el extremo inferior abierto y sumergido en un recipiente lleno de mercurio. La parte inferior de este tubo también contiene mercurio, mientras que la parte superior queda 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. Recipiente con cuerpo flotante

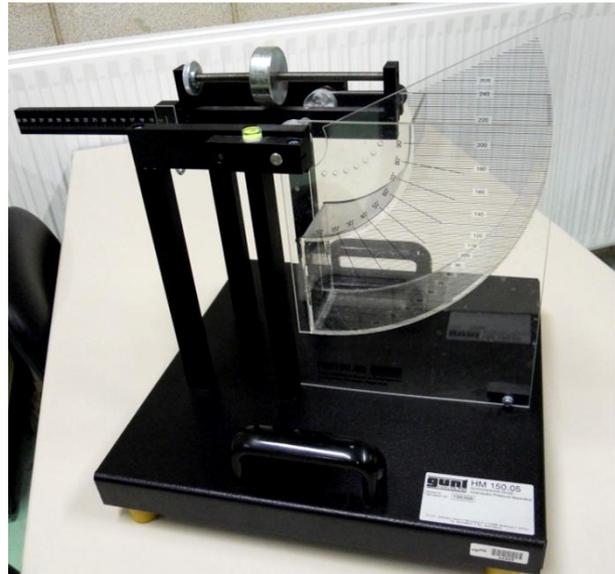


Consta de un recipiente parcialmente lleno de agua sobre el que flota un cuerpo de metacrilato que simula un barco. Este cuerpo dispone de una masa móvil, cuyo desplazamiento, que puede ser medido con una regla, provoca una inclinación del barco. Una plomada que cuelga de un mástil, nos permite medir 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 Tecnologías Industriales de la Universidad Pública de Navarra.

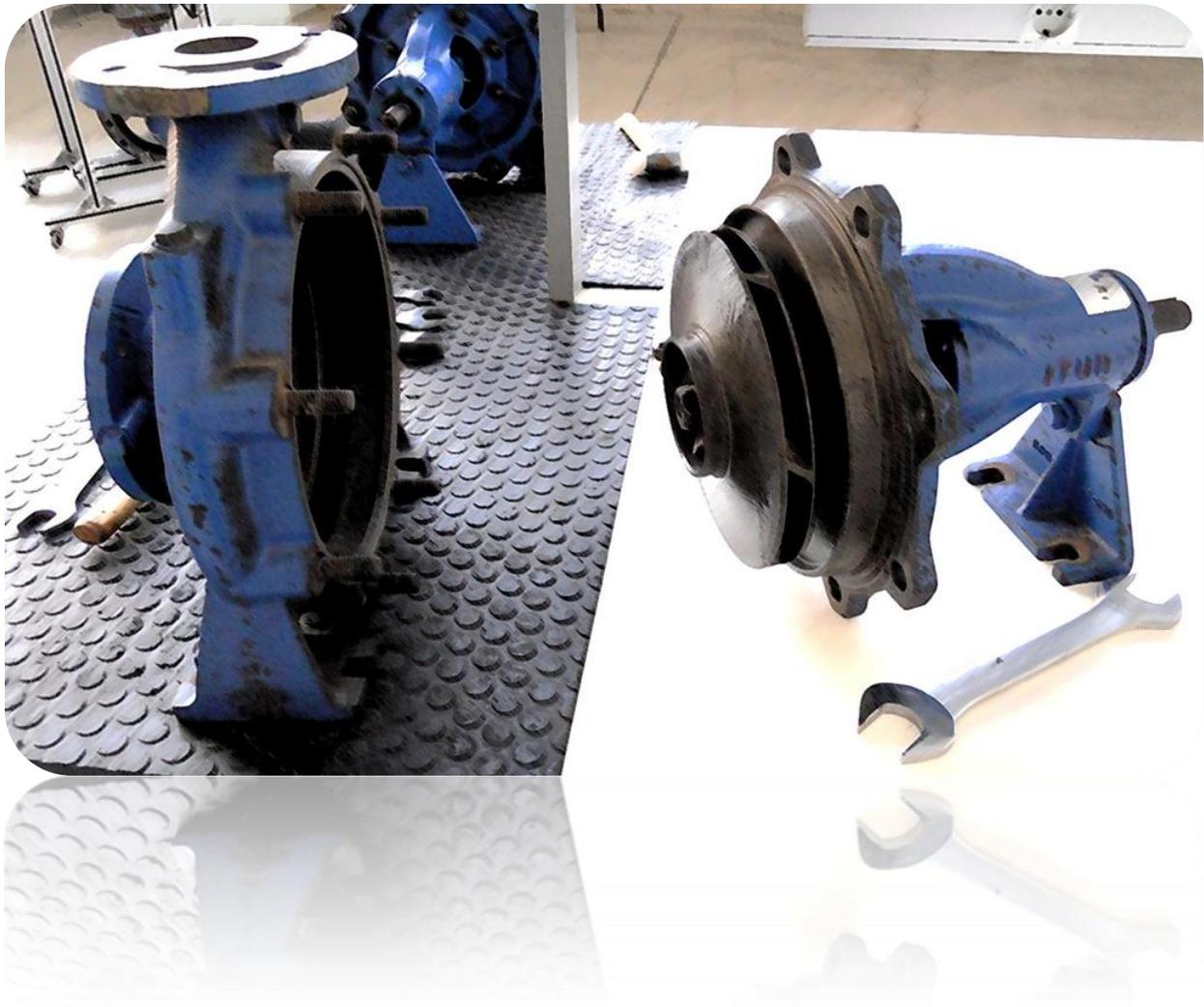
De cada práctica existen dos guiones: uno diseñado tal y como les será entregado a los alumnos, y otro con los resultados gráficos y analíticos para el profesorado.

Índice de los guiones

1. Desmontaje y montaje de una bomba centrífuga
2. Curvas características de una bomba centrífuga
3. Leyes de semejanza en una bomba centrífuga
4. Cavitación en una bomba centrífuga
5. Estudio experimental de una turbina Francis
6. Estudio experimental del golpe de ariete
7. Pérdida de carga en un codo
8. Pérdida de carga en una válvula de pié

PRÁCTICA 1

Desmontaje y montaje de una bomba centrífuga



Práctica 1

DESMONTAJE Y MONTAJE DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

OBJETIVOS

- Conocer cómo es una bomba centrífuga de una etapa, con cierre mecánico o con cierre de estopa.
- Conocer cómo un cierre mecánico impide la fuga de líquido entre el eje y el cuerpo de la bomba y cómo lo hace un cierre de estopa (empaquetadura).
- Comprender dónde se producen los tres posibles caudales que contribuyen al rendimiento volumétrico y por dónde circula el caudal que refrigera el cierre mecánico o la estopa.

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Las bombas centrífugas y helicocentrífugas son las más usuales y conceptualmente las más simples.

La fig. 1 muestra la vista esquemática de una bomba centrífuga típica. El flujo llega al rodete o impulsor a través de un conducto perpendicular a él. Entra con una velocidad absoluta c_1 que puede tener componente axial c_{a1} , componente radial c_{r1} y, cuando hay rotación del flujo en el conducto de acceso, también componente tangencial c_{u1} (fig. 2). En el caso de las bombas centrífugas, a la salida sólo tienen componentes radial c_{r2} y tangencial c_{u2} .

La resultante de las componentes c_a y c_r se llama velocidad meridiana c_m : $c_m^2 = c_a^2 + c_r^2$

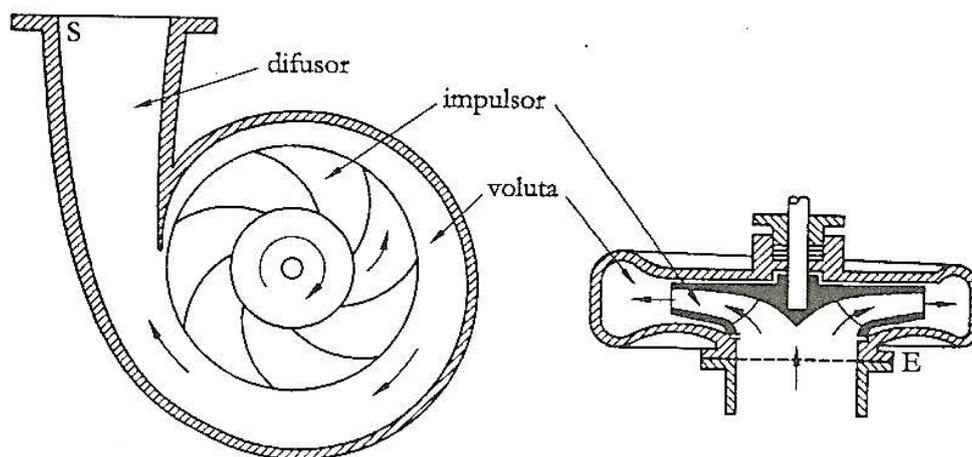


Fig. 1: esquema de la sección de una bomba centrífuga.

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, con una presión p_2 y una velocidad c_2 mayores que a la entrada. Esta velocidad c_2 se ha de transformar también en presión a lo largo de la voluta y del difusor, y si es elevada, puesto que los canales del flujo en bombas son divergentes (propensión al desprendimiento de capa límite), esta transformación origina pérdidas

de cierta importancia. Conviene pues que la energía recibida por el flujo en el rodete sea fundamentalmente ya de presión, o lo que es lo mismo, que la velocidad c_2 resulte pequeña.

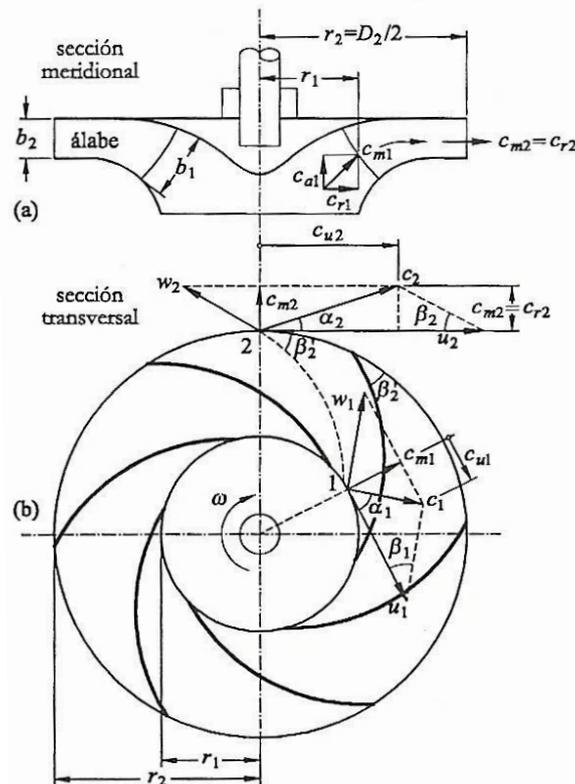


Fig. 2: componentes de la velocidad del fluido a su paso por la bomba.

DESCRIPCIÓN DE LA BOMBA

Se trata de una bomba centrífuga de una etapa, eje horizontal, con impulsión radial y aspiración axial, con motor separado (no monobloc) y acoplamiento entre la bomba y el motor.

Su velocidad nominal es 1450 rpm, para la cual el fabricante da las curvas características.

La velocidad real de la bomba será 1500 rpm (que corresponde a los 50 Hz de la red eléctrica y al motor de 2 pares de polos) menos el resbalamiento, que no es constante sino que depende de lo sobredimensionado que esté el motor y el punto de operación de la bomba, la potencia que absorbe o la potencia en el eje.

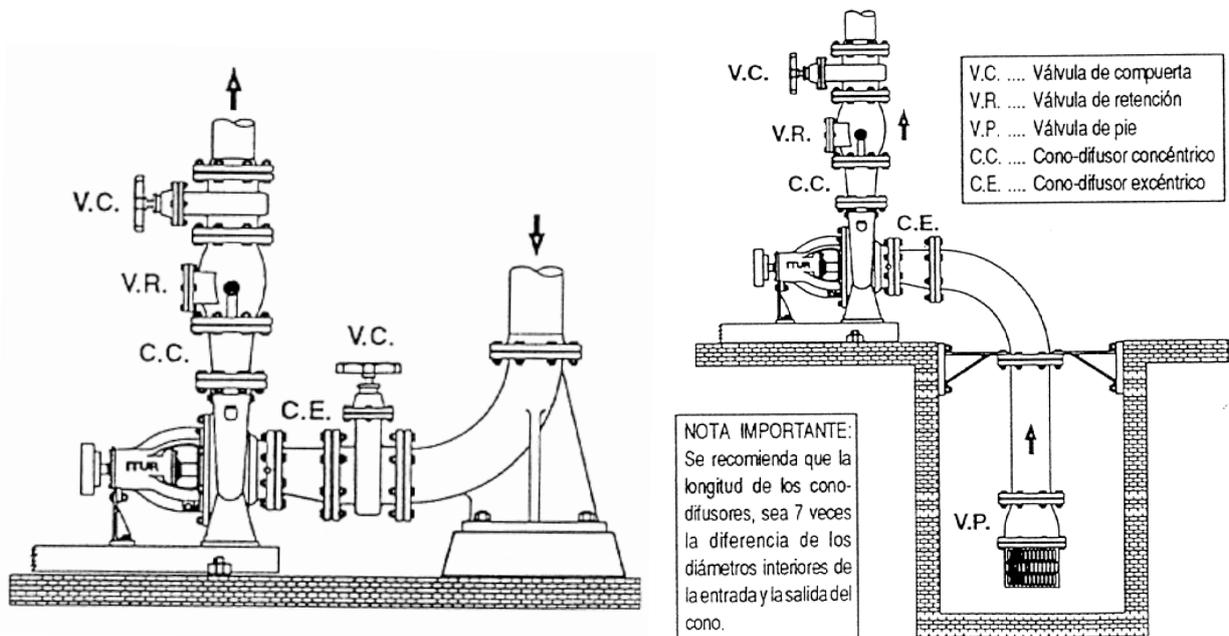
La potencia sonora de estas bombas es menor de 105 dB(A), según el fabricante.

INSTALACIÓN DE LA BOMBA

Algunas normas interesantes de conocer son las siguientes:

- El anclaje de la bomba debe de ser sólido para evitar vibraciones y desplazamientos en golpes de ariete.
- El acoplamiento debe estar correctamente alineado.
- La bomba no debe servir como sujeción de las tuberías. Éstas deben ser arriostradas independientemente de la bomba.

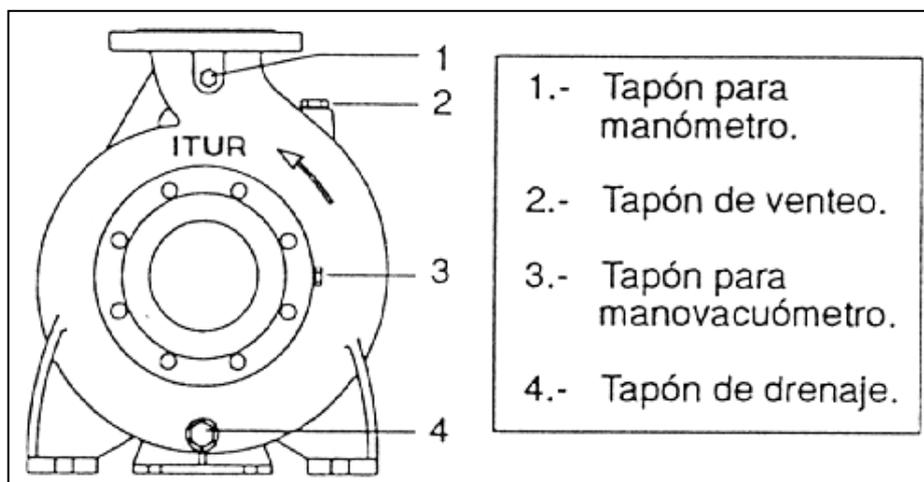
Dos instalaciones típicas, con aspiración en carga y con aspiración negativa, son las siguientes:



Cebado de la bomba

Es imprescindible, antes de arrancar el equipo por primera vez o tras un largo periodo de inactividad, proceder al cebado del mismo. Para ello hay que seguir los siguientes pasos:

- Desconectar la tensión del motor.
- Retirar el tapón de venteo situado en el cuerpo o abrir un venteo en la tubería de impulsión antes de la válvula de retención, colocando una válvula de venteo.
- Verter líquido por la tubería de impulsión hasta que rebose por el venteo.
- Mientras se produce el cebado, girar el eje de la bomba con la mano con objeto de romper toda adherencia.
- Taponar el venteo o cerrar la válvula de venteo.



En la instalación que tenemos en el laboratorio el cebado se hace directamente desde la red de abastecimiento de agua, a través del orificio de drenaje.



Arranque del grupo

Se deberá verificar el sentido de giro del motor poniéndolo en marcha durante un instante. El sentido de giro debe corresponder con el indicado por la flecha que va grabada en el cuerpo o soporte de la bomba. Si el sentido de giro no es correcto, deben invertirse dos fases de la caja de bornas del motor.

El arranque debe hacerse con las válvulas de aspiración totalmente abiertas y la válvula de impulsión parcialmente cerrada, y una vez que la bomba haya alcanzado su velocidad de régimen y se haya eliminado el aire en la aspiración, se regulará el punto de funcionamiento maniobrando sobre la válvula de impulsión.

Si al proceder al arranque se dispara el guardamotor del motor eléctrico, se deberá cerrar más la válvula de impulsión hasta que el equipo arranque normalmente.

La bomba no debe funcionar nunca con caudal muy reducido o nulo, puesto que rápidamente se calentará el fluido en su interior debido a recirculaciones internas, con peligro incluso de explosión debido a las elevadas presiones que se pueden alcanzar dentro de la carcasa.

Si la bomba es de cierre mecánico se deberá observar, durante los primeros minutos de funcionamiento, que no exista ninguna fuga de fluido a través del cierre mecánico. Si la hubiera, se deberá proceder inmediatamente a su comprobación y/o sustitución.

Si por el contrario la bomba tiene un sellado por empaquetadura y durante los primeros minutos de funcionamiento no hay fuga alguna de fluido, se deberá aflojar inmediatamente el prensaestopas hasta obtener un pequeño goteo. En cambio, si la fuga es excesiva, se deberá dejar como está durante 10 minutos para que se asiente, tras los cuales se apretará el prensaestopas 1/6 de vuelta y se dejará otros 5 minutos. Se repetirá el proceso hasta que se obtenga un goteo de entre 20 y 60 gotas por minuto.

Nota importante

Las bombas con cierre mecánico no deben girar sin agua que lo refrigere; si gira en seco, en pocos segundos se estropea irreversiblemente el cierre mecánico.

De las 8 bombas que hay en el laboratorio 7 tienen cierre mecánico y la del equipo 2 tiene empaquetadura. Por tanto, la bomba del equipo 2 es la única que puede girar en seco durante 2 ó 3 minutos como máximo.

TRABAJO A REALIZAR

Además de desmontar y montar la bomba se realizará un dibujo donde se vean los tres caudales que contribuyen al rendimiento volumétrico: el que pasa a través del anillo de desgaste en la aspiración, el que pasa por el anillo de desgaste en el reverso del rodete y el que refrigera el cierre. Estos dos últimos caudales regresan a la aspiración del rodete por unos pequeños agujeros que éste tiene.



ANOMALÍAS EN EL FUNCIONAMIENTO

ANOMALÍAS	CAUSAS	REMEDIOS
La bomba no mueve fluido	<ul style="list-style-type: none"> a) Válvulas (aspiración o impulsión) cerradas. b) Sentido de giro incorrecto. c) Tubería de aspiración o bomba mal cebada. d) Entra aire por la tubería de aspiración. e) La altura máxima generada por la bomba es inferior a la requerida por la instalación. 	<ul style="list-style-type: none"> a) Abrirlas. b) Cambiar las conexiones del motor. c) Cebear correctamente la tubería colocando conexiones de venteo en los puntos más altos. Cebear la bomba. d) Revisar hermeticidad de la tubería. e) Aumentar la velocidad de giro. Si esto no fuera posible es necesario el montaje de un impulsor mayor o una bomba más grande.
Caudal o presión insuficientes	<ul style="list-style-type: none"> a) Válvulas de aspiración o impulsión mal reguladas. b) Velocidad de giro incorrecta. c) Mal cebado. d) Entra aire por el sistema de cierre. e) Obstrucción de las tuberías. f) Impulsor obstruido o gastado. g) Anillos de roce gastados. h) Contrapresión demasiado elevada. 	<ul style="list-style-type: none"> a) Abrir totalmente la válvula de aspiración y buscar el punto de trabajo con la de impulsión. b) Medir la velocidad, comprobar la tensión de la red de accionamiento del motor. c) Volver a llenar la bomba y las tuberías y evacuar el aire cuidadosamente. d) Desmontar el sistema cierre y revisarlo. e) Limpiar las tuberías. f) Desmontar el impulsor e inspeccionarlo. g) Desmontar y cambiarlos. h) Aumentar la velocidad de giro. Si esto no fuera posible es necesario el montaje de un impulsor mayor o una bomba más grande.
Potencia absorbida excesiva	<ul style="list-style-type: none"> a) Densidad o viscosidad del líquido superior a lo normal. b) Mala alineación entre bomba y motor. c) Obstrucción en el interior de la bomba, impulsor o bocas. d) La altura real a generar por la bomba es menor que la del punto de diseño, por lo que el caudal y la potencia son mayores. e) Rodamientos gastados o mal montados. f) Excesivos rozamientos en las partes giratorias. 	<ul style="list-style-type: none"> a) Reducir el punto de diseño o cambiar el motor. b) Alinear el acoplamiento. c) Desmontar la bomba y limpiar. d) Cerrar parcialmente la válvula de impulsión. e) Cambiarlos o verificar su montaje. f) Desmontar la bomba y comprobar el montaje correcto de todos sus elementos.



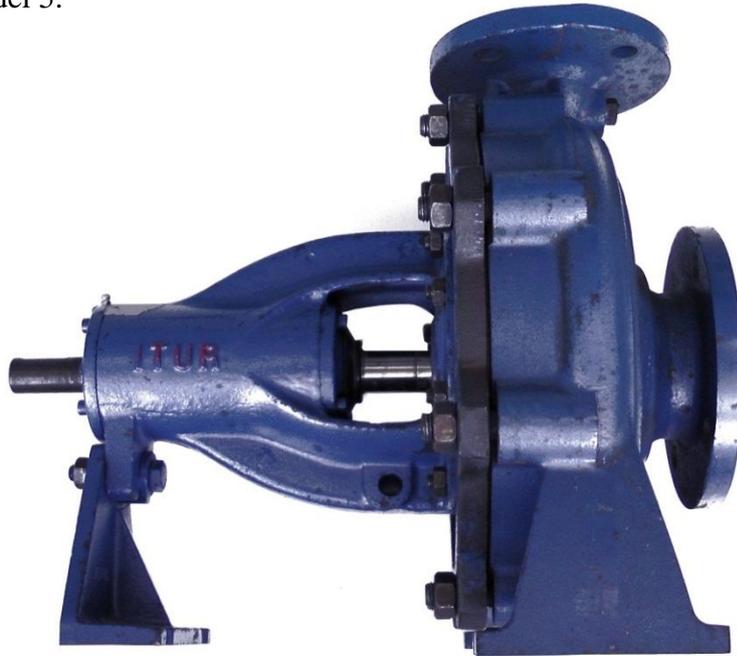
<p>Ruidos y vibraciones excesivas</p>	<p>a) Rodamientos gastados, mal montados, o mal lubricados. b) Anillos de roce gastados o mal montados. c) Eje descentrado o deformado. d) Impulsor desequilibrado o gastado. e) Tuercas de sujeción del impulsor flojas. f) Tensiones de la tubería sobre la bomba. g) Falta de rigidez en la cimentación o pernos de anclaje flojos. h) Mala alineación entre bomba y motor. i) Bomba cavitando. j) Diámetros de tuberías insuficientes.</p>	<p>a) Cambiar rodamientos o volver a montar los rodamientos. Si es necesario, engrasarlos. b) Cambiar anillos o volver a instalarlos. c) Desmontarlo o sustituirlo. d) Equilibrar impulsor o cambiarlo. e) Desmontar la bomba y apretarlas. f) Arriistrar la tubería y nivelar el equipo. g) Rehacer la cimentación o apretar pernos. h) Alinear el acoplamiento. i) Mejorar la aspiración. j) Si es posible, colocar tuberías de mayor diámetro.</p>
<p>Excesiva temperatura del soporte</p>	<p>a) Rodamientos mal montados. b) Acoplamiento mal montado, sin separación adecuada entre sus dos partes. c) Mala alineación entre bomba y motor. d) Falta de lubricación de rodamientos. e) Tensiones de la tubería sobre la bomba. f) Bomba cavitando.</p>	<p>a) Ajustarlos bien en sus alojamientos. b) Verificar el acoplamiento. c) Alinear el acoplamiento. d) Engrasar rodamientos. e) Arriistrar las tuberías y nivelar el equipo. f) Mejorar la aspiración.</p>
<p>Pérdida del fluido por el cierre mecánico</p>	<p>a) Caras de roce del cierre muy desgastadas. b) El muelle del cierre mecánico está roto o ha perdido elasticidad. c) Anillos tóricos del cierre mecánico rotos, deformados, o han perdido su elasticidad. d) Casquillo recambiable rayado o desgastado. e) Montaje incorrecto del cierre.</p>	<p>a) Desmontar y sustituir el cierre. b) Desmontar y sustituir el cierre. c) Desmontar y sustituir el cierre. d) Desmontar y cambiar casquillo. e) Desmontar, revisar daños y cambiar el cierre si procede.</p>
<p>Los anillos de roce se desgastan rápidamente</p>	<p>a) Eje descentrado o deformado. b) Impulsor desequilibrado o gastado. c) Mala alineación entre bomba y motor. d) Tensiones de las tuberías sobre la bomba.</p>	<p>a) Desmontarlo y sustituirlo. b) Equilibrar impulsor o cambiarlo. c) Alinear el acoplamiento. d) Arriistrar las tuberías y nivelar el equipo.</p>

DESMONTAJE DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA CON CIERRE MECÁNICO

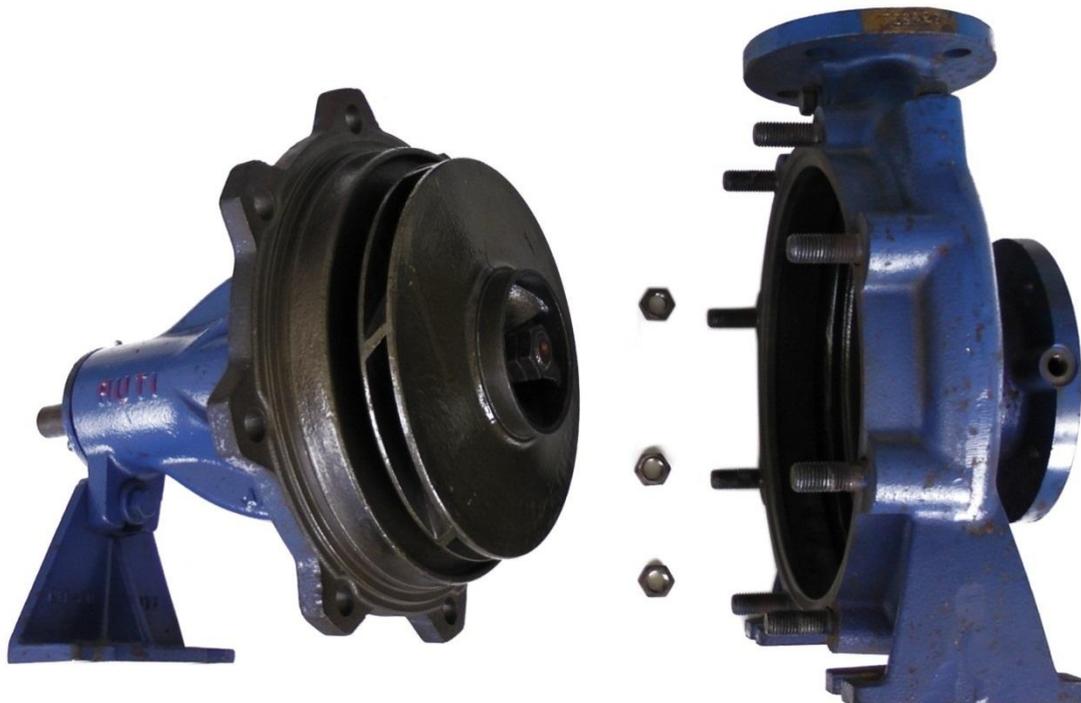
Equipo de herramientas

Para desmontar y montar la bomba, cada grupo dispone de las siguientes herramientas:

- Martillo con mazas de plástico.
- Llaves fijas del 16-17, 24 -26, 30-32.
- Llave Allen del 5.



1. Separamos el cuerpo de la bomba desenroscando los ocho tornillos que lo sujetan a la tapa de la misma, quedando al descubierto el rodete.



2. Separamos el rodete de la tapa de la bomba desenroscando las dos tuercas de sujeción, quedando el cierre mecánico visible.



3. Se extraen las dos partes que componen el cierre mecánico: el anillo de apoyo fijo de plástico con una junta tórica y el resorte metálico.



4. Separamos la tapa de la bomba del soporte del palier, desenroscando las ocho tuercas que los sujetan.



5. La bomba ya estaría desmontada. Para dejar el eje al descubierto quitamos el deflector protector y las tapas anterior y posterior. El eje con los rodamientos se puede extraer golpeando con un martillo de plástico por el extremo de la bomba.



Cierre mecánico

El cierre mecánico impide que se produzcan fugas de líquido desde el interior de la bomba, a través del espacio existente entre el eje y la carcasa. Consta de dos partes en contacto entre sí: un anillo de apoyo fijo de plástico (en nuestro caso) con una junta tórica y un resorte metálico con una cierta flexibilidad radial y axial a fin de compensar los movimientos del eje y mantener la tendencia al roce entre ambas piezas en ausencia de presión.

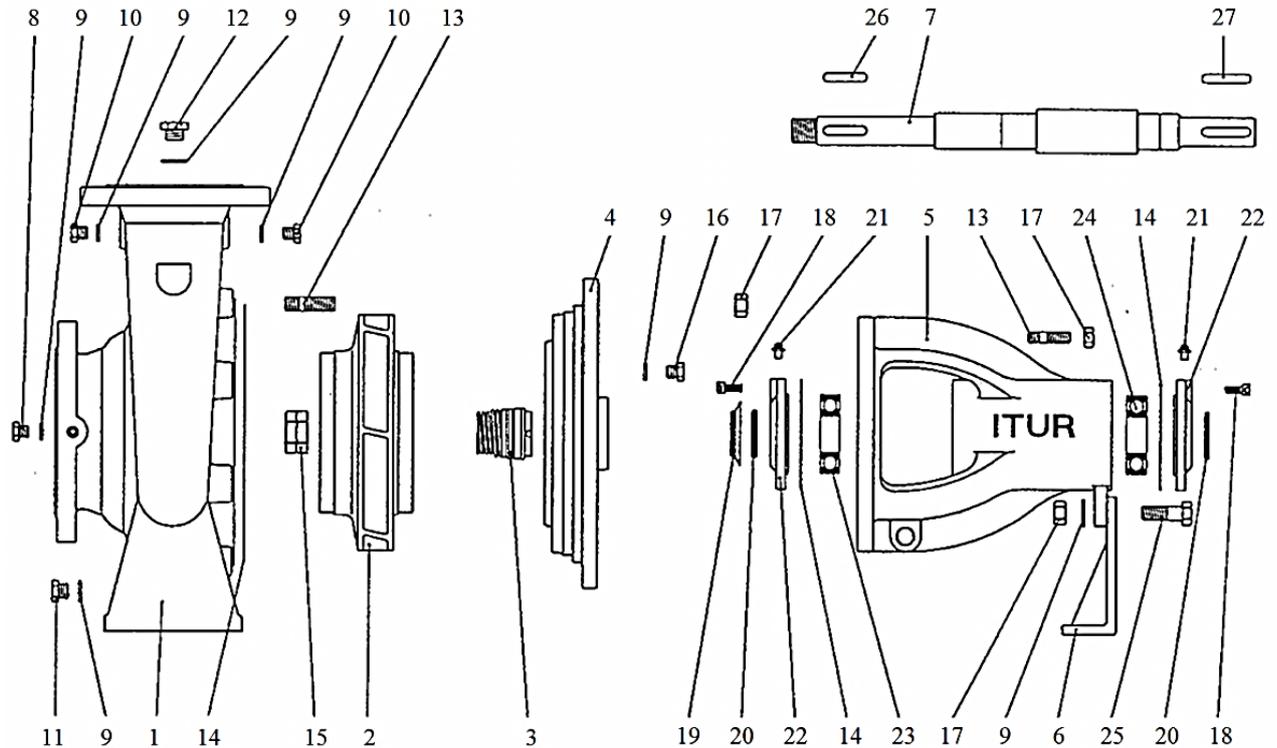
El contacto entre las caras sólo deberá producirse cuando la bomba esté en reposo, ya que, en movimiento, el fluido formará una película entre ambas caras que sirve para la lubricación y refrigeración de éstas. Esta película es rigurosamente necesaria porque debido al movimiento relativo de una cara respecto de la otra se produce calor que hay que disipar. De lo contrario se produciría la ebullición del fluido de sellado, lo que provocaría la destrucción del cierre. Por tanto, el líquido que lo baña se renueva con el mismo líquido bombeado (generalmente), bien mediante inyección desde la impulsión (recirculación), bien desde la cámara de cierre a la zona de aspiración.

Para el buen funcionamiento del cierre es necesario:

- Extremar la limpieza en el manejo de las piezas del cierre mecánico, especialmente en las caras de roce. No usar ningún lubricante, sino únicamente agua limpia, con paños de limpieza de aparatos ópticos.
- No dañar los anillos tóricos durante el montaje.
- No hacer girar el cierre mecánico en seco.

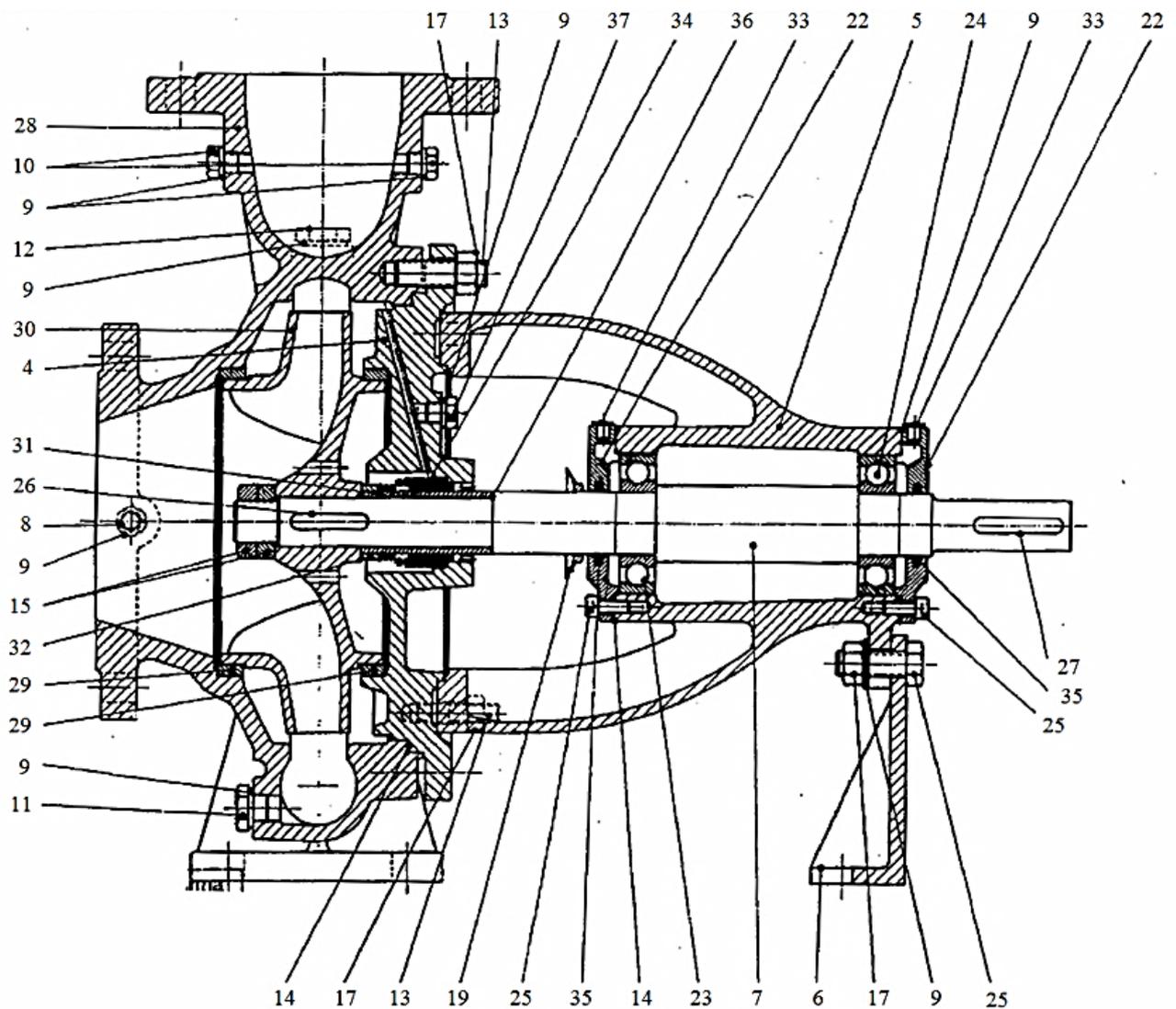
Componentes de la bomba

Se presenta a continuación el plano de piezas desglosadas de la bomba IN50-250, correspondiente a los equipos 1, 3, 4, 5, 6, 7, y 8 del laboratorio, todos ellos con cierre mecánico.



Referencia	Denominación componente	Referencia	Denominación componente
1	Cuerpo de la bomba	15	Tuercas del rodete
2	Rodete	16	Tapón vaciado cárter
3	Cierre mecánico	17	Tuercas
4	Tapa de la bomba	18	Tornillo Allen
5	Soporte del palier	19	Deflector protector
6	Pie de apoyo	20	Anillo fieltro
7	Eje de la bomba	21	Engrasador
8	Tapón de manovacuómetro	22	Tapas del soporte
9	Arandelas	23	Rodamiento anterior
10	Tapón de manómetro	24	Rodamiento posterior
11	Tapón vaciado bomba	25	Tornillo de cabeza hexagonal
12	Tapón de cebado	26	Chaveta del rodete
13	Espárragos roscados	27	Chaveta de accionamiento
14	Juntas planas		

Plano seccional de la bomba IN50-250 con cierre mecánico.



Referencia	Denominación componente	Referencia	Denominación componente
4	Tapa de la bomba	23	Rodamiento anterior
5	Soporte del palier	24	Rodamiento posterior
6	Pie de apoyo	25	Tornillo de cabeza hexagonal
7	Eje de la bomba	26	Chaveta del rodete
8	Tapón de manovacuómetro	27	Chaveta de accionamiento
9	Arandela	28	Difusor
10	Tapón de manómetro	29	Anillo desgaste
11	Tapón vaciado bomba	30	Impulsor giro derecha
12	Tapón de cebado	31	Casquillo protector eje
13	Espárrago roscado	32	Casquillo sujeción
14	Juntas planas	33	Racor engrase
15	Tuercas del rodete	34	Retén mecánico
17	Tuercas	35	Anillos de estanqueidad
19	Deflector protector	36	Junta tórica
22	Tapas del soporte	37	Tapón roscado

DESMONTAJE DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA DE ESTOPA

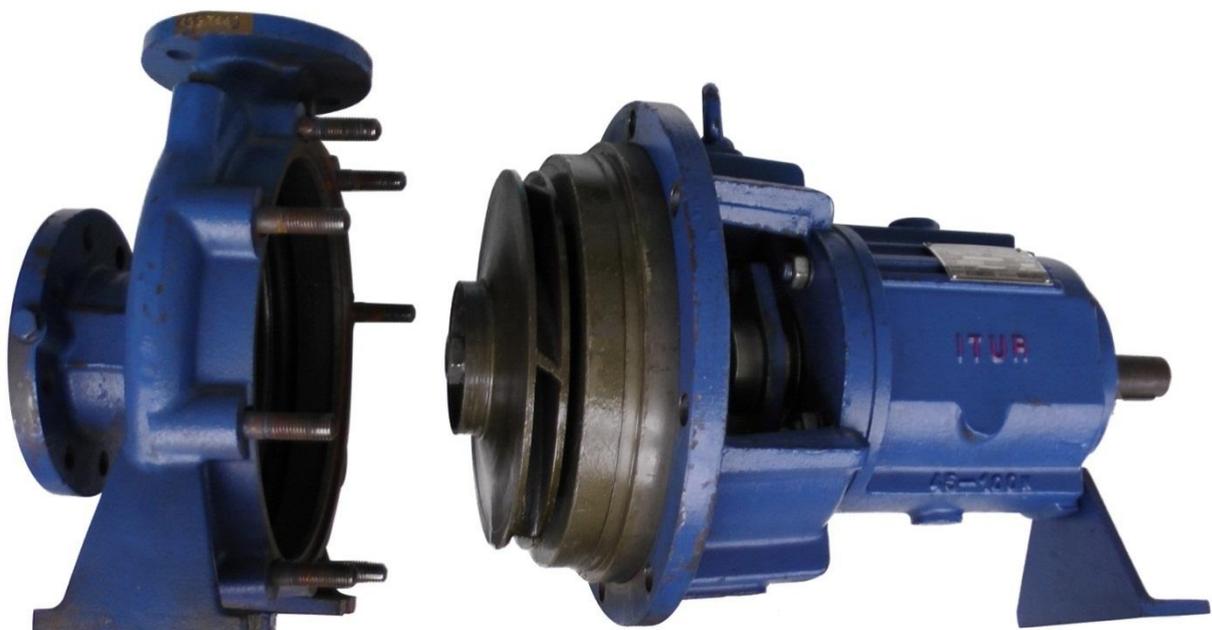
Equipo de herramientas

Para desmontar y montar la bomba, cada grupo dispone de las siguientes herramientas:

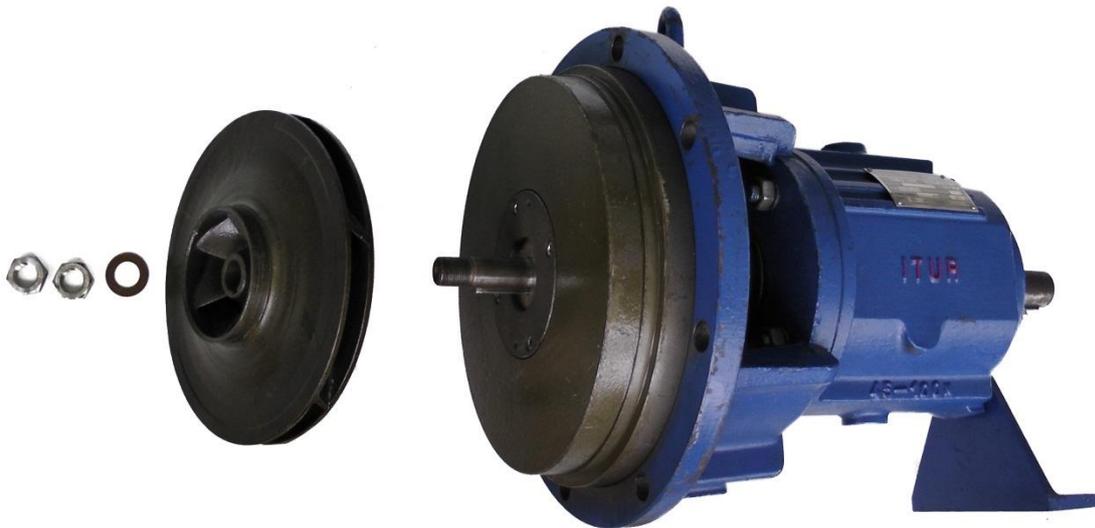
- Martillo con mazas de plástico.
- Llaves fijas del 16-17, 24 -26, 30-32.
- Llave Allen del 5.



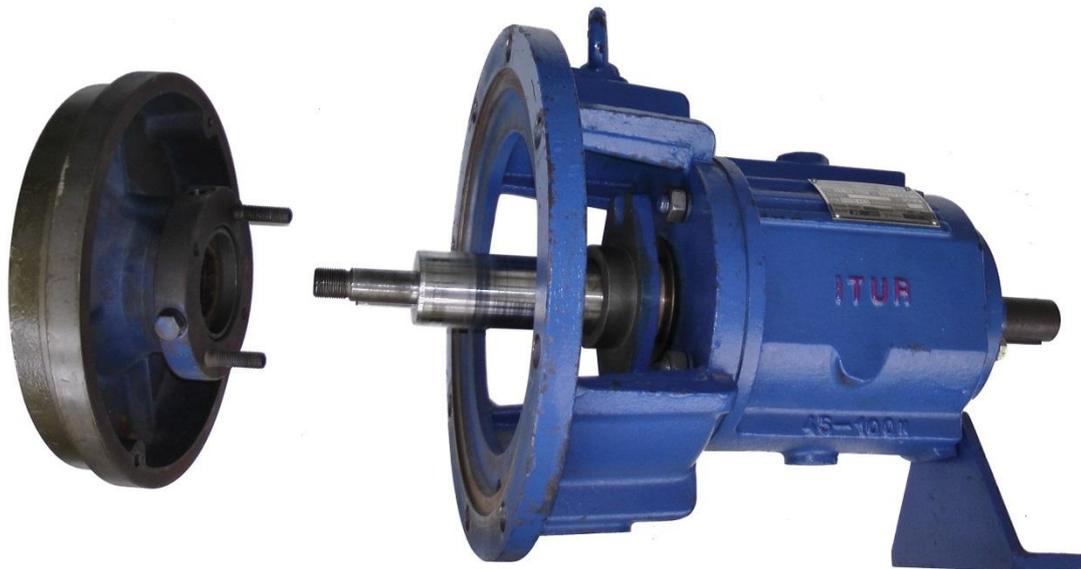
1. Separamos el cuerpo de la bomba desenroscando los siete tornillos que lo sujetan al soporte del palier, quedando al descubierto el rodete.



2. Separamos el rodete de la tapa de la bomba desenroscando las dos tuercas de sujeción.



3. Extraemos la tapa de la bomba desenroscando el prensaestopas.



4. En el interior de la tapa se aloja el anillo de fondo con la empaquetadura.



5. Extraemos el anillo de fondo. En su interior alberga cinco anillos de empaquetadura separadas por el anillo linterna, quedando dos empaquetaduras a un lado y las otras tres al otro.



Empaquetadura

Las empaquetaduras han sido utilizadas tradicionalmente para el sellado de ejes giratorios, pero hoy día han sido sustituidas en la gran mayoría de situaciones por cierres mecánicos, ya que éstos son mucho más efectivos.

La función de una empaquetadura es controlar las fugas en lugar de evitarlas. Para trabajar en buenas condiciones las empaquetaduras deben permitir pequeñas fugas, ya que en caso contrario se quemarían. Están compuestas por fibras que primeramente se trenzan, retuercen o mezclan en tiras y luego se conforman como espirales o anillos. Pueden ser metálicas o trenzadas (fibras animales, vegetales, minerales o sintéticas).

Los anillos de la estopada se introducen en el anillo de fondo y luego se aprietan con los tornillos del prensaestopas, de manera que los anillos de empaquetadura comprimen al eje. Intercalado entre dos o más estopas se sitúa el anillo linterna, cuya función es mejorar la refrigeración de la empaquetadura, pues si se prescindiera de él, a las estopas más alejadas del rodete apenas les llegaría agua para refrigerarlas y se quemarían. Para hacer llegar el agua a las últimas estopas, el anillo de fondo y la tapa de la bomba poseen unos orificios que hacen llegar el agua al anillo linterna.

a. Desmontaje

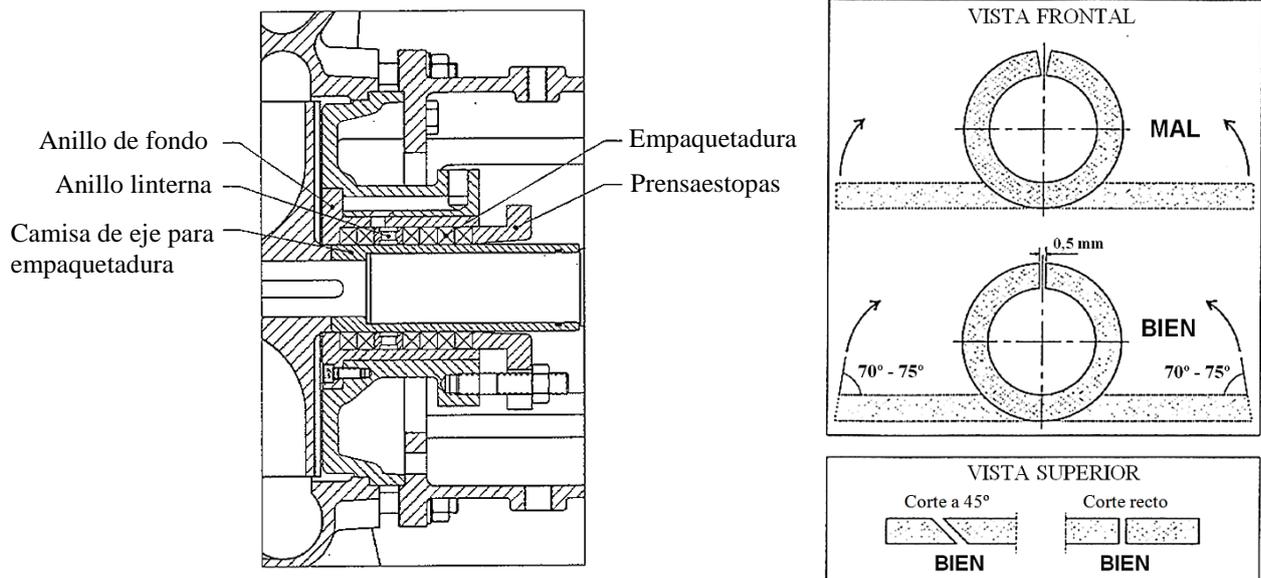
1. Soltar el prensaestopas.
2. Extraer la estopada. Si se extrae también el anillo linterna, apuntar el orden en que se encuentra.

b. Montaje

1. Cortar la empaquetadura nueva formando tantos anillos como se necesiten. Los cortes, vistos desde arriba, se podrán realizar rectos o inclinados a 45°.
2. Es conveniente en el montaje dejar un pequeño juego de 0,5 mm en el corte de la empaquetadura.
3. Colocar los anillos uno a uno apretándolos contra el fondo, pero sin forzar. La introducción de los anillos se efectuará con los extremos del corte alternados 90°.



4. Cuidar de introducir el anillo linterna en el mismo orden que estaba.

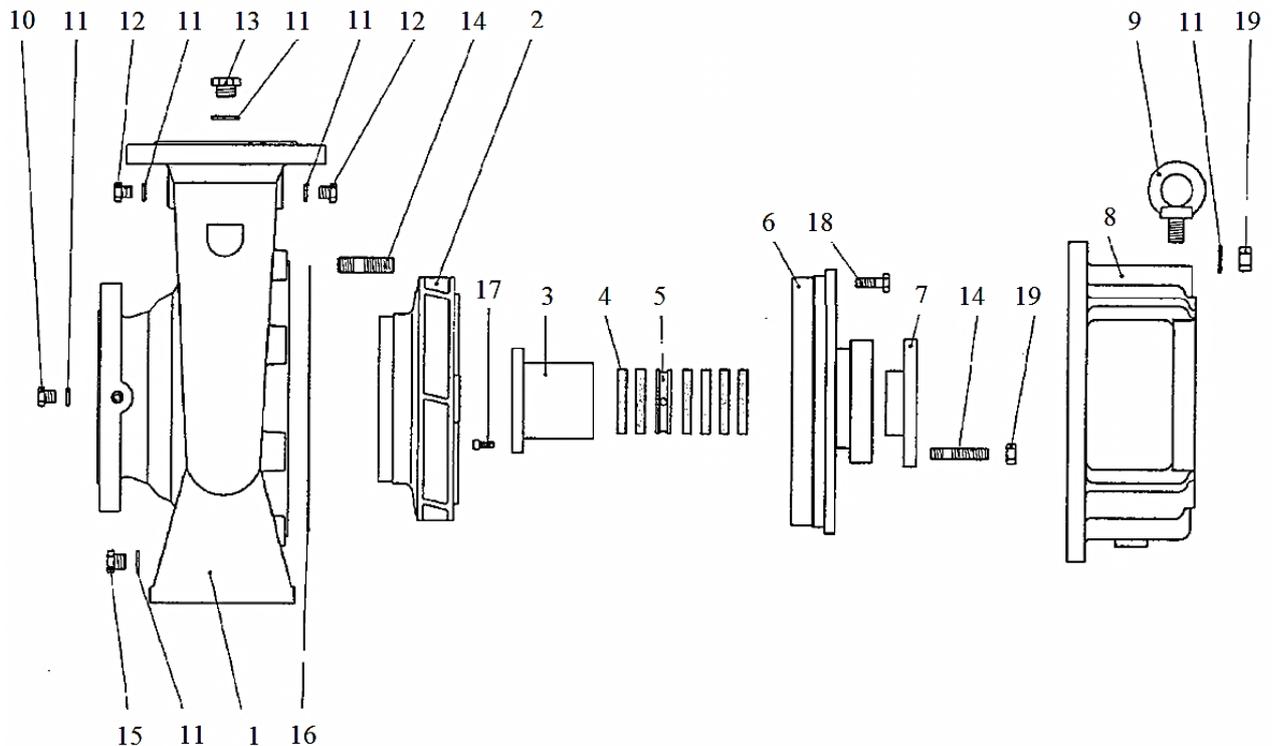


5. Una vez introducida la empaquetadura, verificar que el eje gira libremente, sin puntos duros.
6. El prensaestopas no debe penetrar toda su longitud libre. En caso necesario, habrá que introducir más anillos.
7. Apretar de forma suave las tuercas del prensaestopas.

Componentes de la bomba

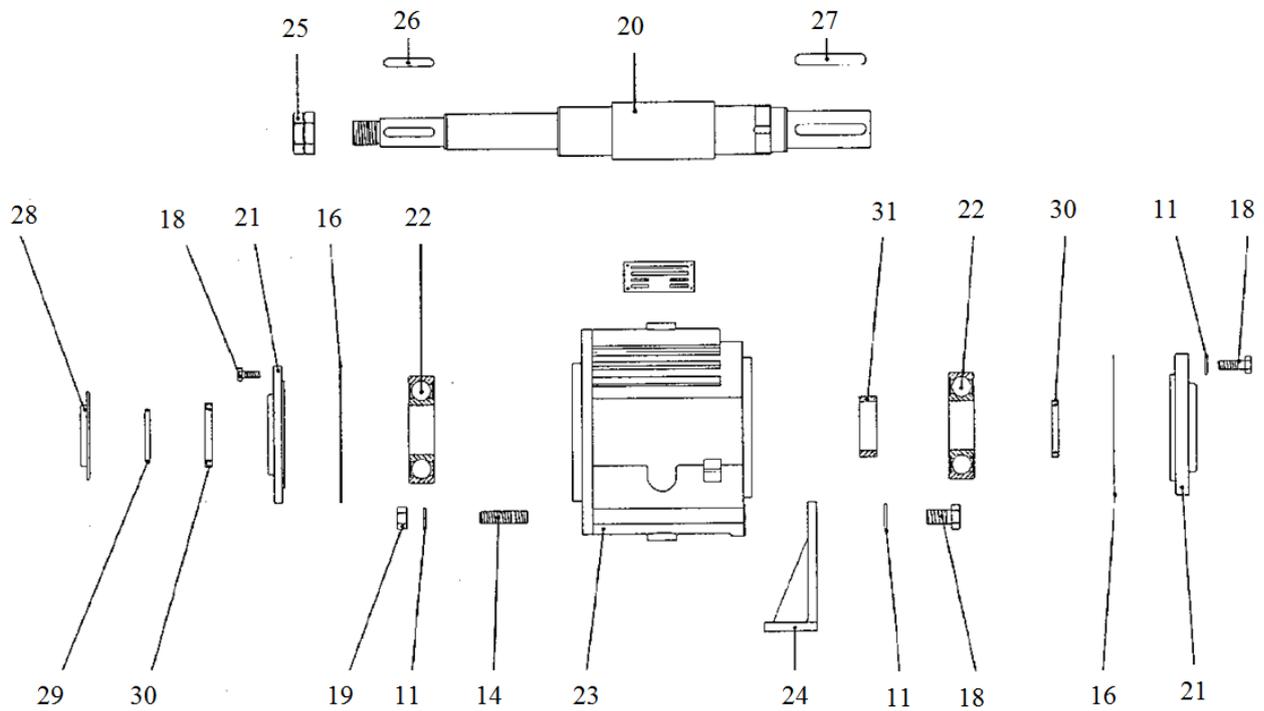
Bomba correspondiente al equipo 2 del laboratorio, la única que tiene empaquetadura (cierre de estopa). Denominación: Bomba NL 50 250 B.

Despiece de la parte hidráulica.



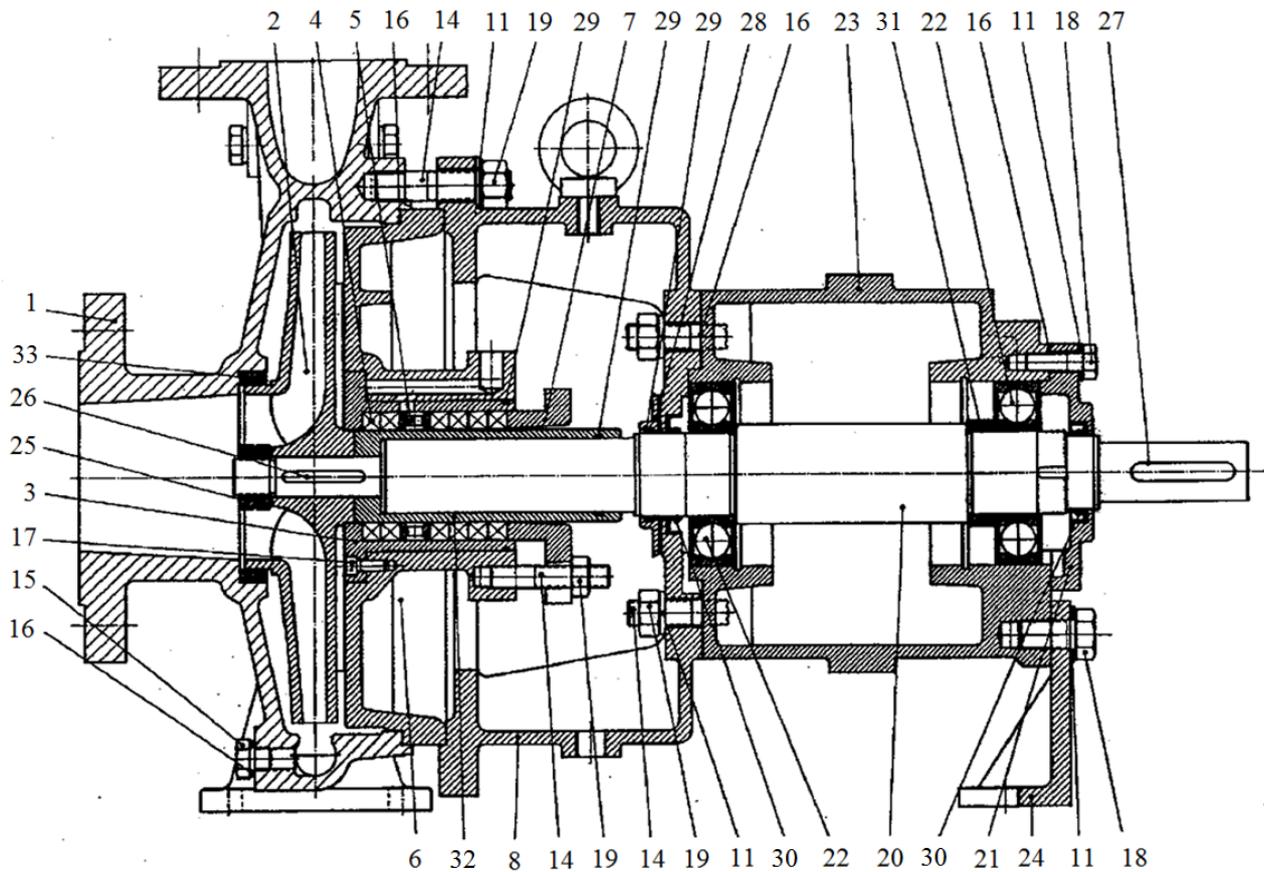


Despiece del soporte de rodamientos en serie NL.



Referencia	Denominación componente	Referencia	Denominación componente
1	Cuerpo de la bomba	17	Tornillos Allen
2	Rodete	18	Tornillos cabeza hexagonal
3	Anillo de fondo	19	Tuercas
4	Empaquetadura	20	Eje de bomba
5	Linterna empaquetadura	21	Tapas del soporte
6	Tapa de bomba	22	Rodamiento serie NL
7	Prensaestopas	23	Soporte palier
8	Suplemento soporte	24	Pie de apoyo
9	Tornillo cáncamo	25	Tuerca del rodete
10	Tapón de manovacuómetro	26	Chaveta del rodete
11	Arandelas	27	Chaveta de accionamiento
12	Tapón de manómetro	28	Deflector protector
13	Tapón de cebado	29	Junta tórica
14	Espárragos roscados	30	Retenes estanqueidad cárter
15	Tapón vaciado de bomba	31	Casquillo distanciador
16	Juntas planas		

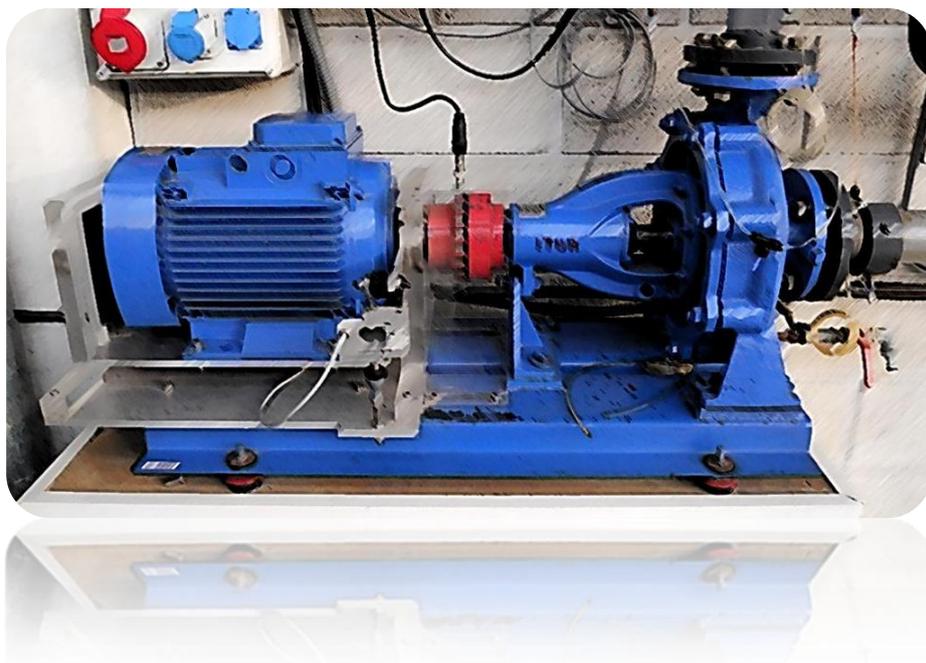
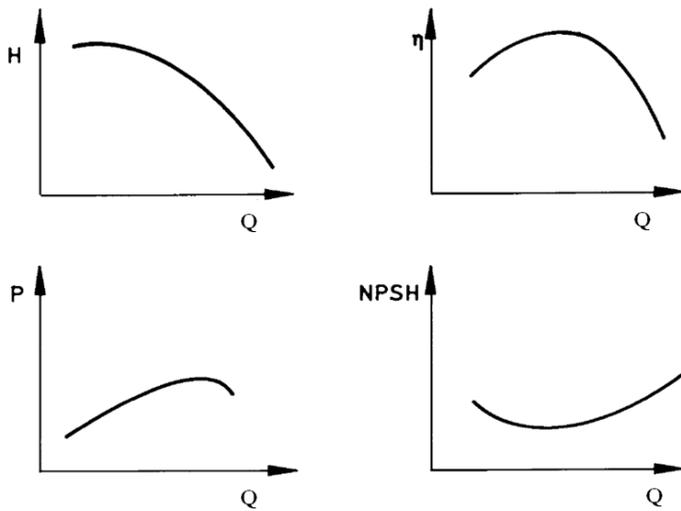
Plano seccional de la bomba NL50-250 B con empaquetadura.



Referencia	Denominación componente	Referencia	Denominación componente
1	Cuerpo de la bomba	20	Eje de bomba
2	Rodete	21	Tapa del soporte
3	Anillo de fondo	22	Rodamiento serie NL
4	Empaquetadura	23	Soporte palier
5	Linterna empaquetadura	24	Pie de apoyo
6	Tapa de bomba	25	Tuerca del rodete
7	Prensaestopas	26	Chaveta del rodete
8	Suplemento soporte	27	Chaveta de accionamiento
11	Arandelas	28	Deflector protector
14	Espárragos roscados	29	Junta tórica
15	Tapón vaciado de bomba	30	Retenes estanqueidad cárter
16	Juntas planas	31	Casquillo distanciador
17	Tornillos Allen	32	Casquillo recambiable
18	Tornillos cabeza hexagonal	33	Anillo desgaste
19	Tuercas		

PRÁCTICA 2

Curvas características de una bomba centrífuga

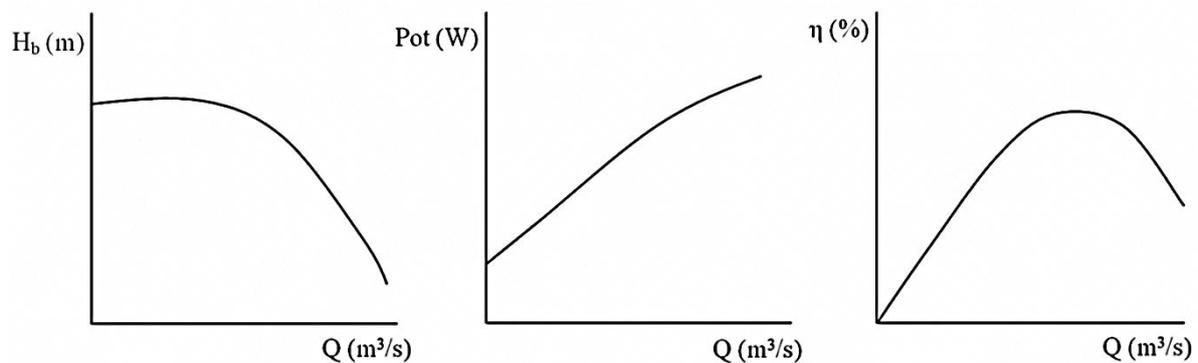


Práctica 2

CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

OBJETIVOS

- Deducir experimentalmente las curvas características de una bomba centrífuga, para una velocidad angular fija de 1500 rpm.
- Las curvas son las siguientes:
 - Altura útil o manométrica - Caudal (H_b - Q).
 - Potencia absorbida - Caudal (Pot- Q).
 - Rendimiento - Caudal (η - Q).



FUNDAMENTO TEÓRICO

Una bomba centrífuga es una máquina hidráulica que añade energía al fluido. Básicamente está constituida por un rodete, que gira impulsado por un motor, y que se halla situado dentro de una carcasa espiral. Al girar el rodete crea una depresión, que provoca la entrada del fluido a través del eje de la carcasa, siendo forzado por los álabes a adquirir un movimiento rotatorio. Al salir de los mismos, el flujo es recibido por el difusor, de ahí pasa a la cámara espiral llamada voluta, y finalmente al difusor de salida. En los difusores el fluido pierde altura de velocidad, transformándose en altura de presión.

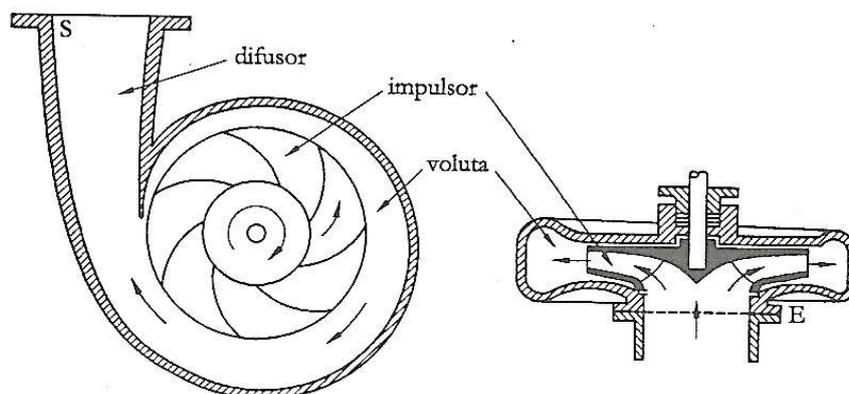


Fig. 1: esquema de la sección de una bomba centrífuga.

Las curvas características de las bombas se obtienen mediante ensayos, que casi siempre se realizan con una velocidad de giro n (rpm) constante. El caudal Q se toma como variable independiente básica, y como variables dependientes, o de salida, se consideran la altura manométrica H , la potencia P y el rendimiento η .

La figura 2 muestra las curvas características típicas de una bomba centrífuga. La altura manométrica es aproximadamente constante a caudales bajos y después decrece hasta cero para $Q = Q_{\text{máx}}$. A la velocidad de giro y tamaño del rotor considerados, la bomba no puede suministrar más caudal que $Q_{\text{máx}}$. El rendimiento η siempre es nulo cuando no hay flujo y cuando $Q = Q_{\text{máx}}$, alcanzando su máximo, entre el 80% y el 90 %, para caudales alrededor de $0,6 Q_{\text{máx}}$, siendo éste, el caudal de diseño Q^* o punto de máximo rendimiento $\eta = \eta_{\text{máx}}$. Es deseable que la curva de rendimiento sea plana en las proximidades de $\eta_{\text{máx}}$, de forma que se disponga de un rango de operación lo más amplio posible. Por último, la curva de potencia crece monótonamente con el caudal. A veces hay un brusco incremento de potencia después del punto de máximo rendimiento. Este comportamiento se considera poco deseable, ya que requiere motores mucho más grandes para proporcionar grandes caudales.

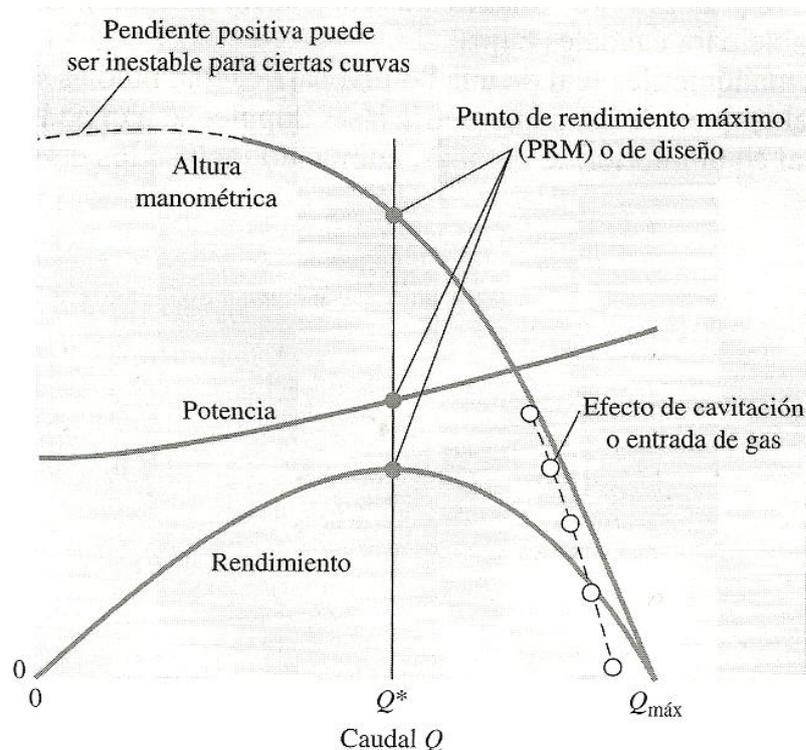
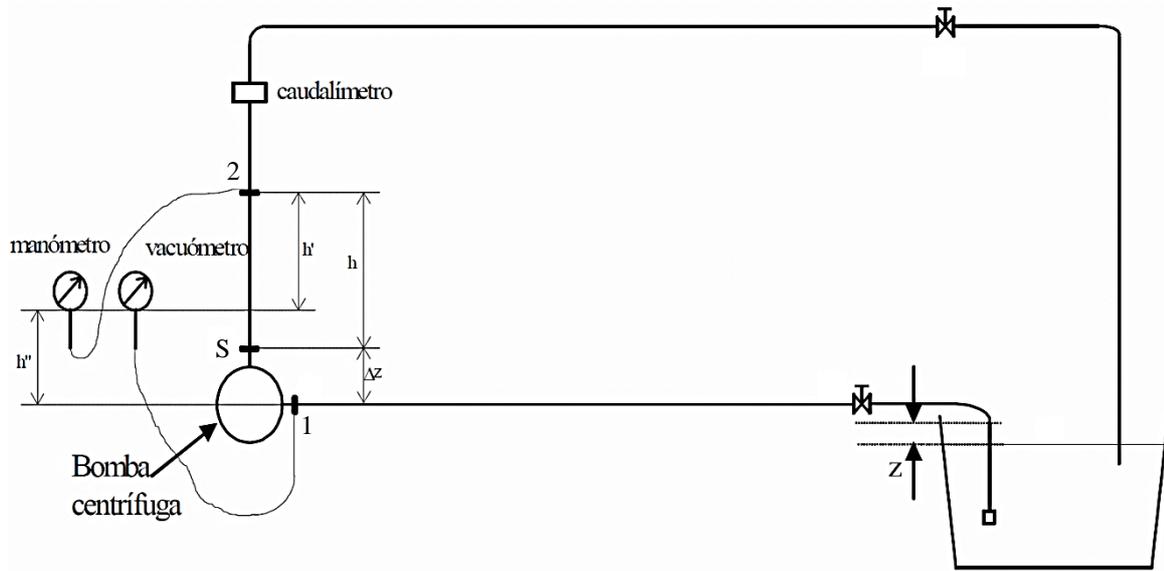


Fig. 2: Curvas características de una bomba centrífuga típica con velocidad de giro constante.

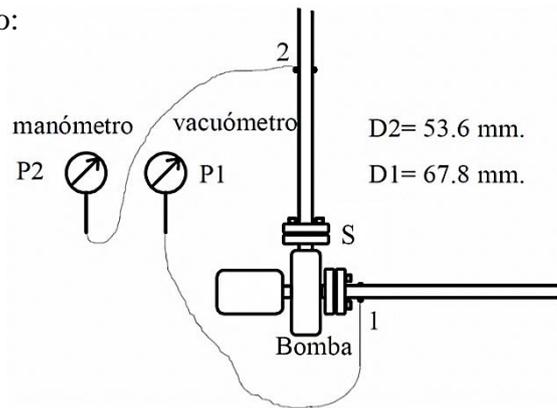
MONTAJE EXPERIMENTAL



Detalles de la bomba accionada por un motor eléctrico:

8. Entrada de la bomba, sección 1.
9. Salida de la bomba, sección S.
10. Toma piezométrica del manómetro: sección 2, que dista 16 cm de la salida.

El manómetro y el vacuómetro están colocados a la misma altura.



CURVA ALTURA DE LA BOMBA – CAUDAL ($H_b - Q$)

Aplicando Bernoulli entre la entrada y la salida de la bomba, 1 - s:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + H_b = \frac{P_s}{\rho g} + z_s + \frac{v_s^2}{2g}$$

Despejando la altura de la bomba:

$$H_b = \frac{P_{manómetro} + |P_{vacuómetro}|}{\rho g} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi} \right)^2 \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) + h_{f_{1-2}}$$

La altura de pérdidas entre la salida de la bomba (s) y la toma piezométrica (2) queda expresada por:

$$h_{f_{1-2}} = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

Por lo tanto, la altura de la bomba queda:

$$H_b = \frac{P_{\text{manómetro}} + |P_{\text{vacuómetro}}|}{\rho g} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi} \right)^2 \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) + f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

O también:

$$H_b = \frac{P_{\text{manómetro}} + |P_{\text{vacuómetro}}|}{\rho g} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi} \right)^2 \left\{ \frac{1}{D_2^4} \left(1 + f \frac{L}{D_2} \right) - \frac{1}{D_1^4} \right\}$$

siendo un valor medio de $f \approx 0,02$ y $L = 0,16$ m.

Las presiones (P2) y (P1) las mediremos con el manómetro y el vacuómetro en kgf/cm^2 y el caudal en m^3/h , pero los cálculos se harán en el sistema internacional.

Esta curva de altura útil, eficaz o altura manométrica de la bomba en función del caudal, se ajustará a una expresión del tipo:

$$H_b = a + b \cdot Q - c \cdot Q^2$$

CURVA POTENCIA – CAUDAL ($P_{\text{Pot}_{\text{eje}}} - Q$)

La potencia expresada en las curvas ($P_{\text{Pot}_{\text{eje}}} - Q$) es la absorbida por la bomba, o la potencia en el eje, que coincide con la potencia útil del motor eléctrico.

La potencia absorbida por el motor la obtenemos directamente en el cuadro de control, en Watios. Para obtener la potencia aplicada en el eje de la bomba es preciso conocer el rendimiento del motor eléctrico, pero este rendimiento depende de la temperatura del motor, del tiempo que lleva funcionando, de la potencia y punto de operación. Al no conocer este rendimiento en cada momento, utilizaremos otro método para medir la potencia en el eje.

Medimos directamente el “par”, el momento de fuerzas que transmite el eje, colocando el motor eléctrico sobre un columpio cuyo eje de oscilación coincide con el eje del motor.

El par de freno que la bomba 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 mide midiendo una fuerza y multiplicándola por su distancia al eje.

La fuerza la medimos con una 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.

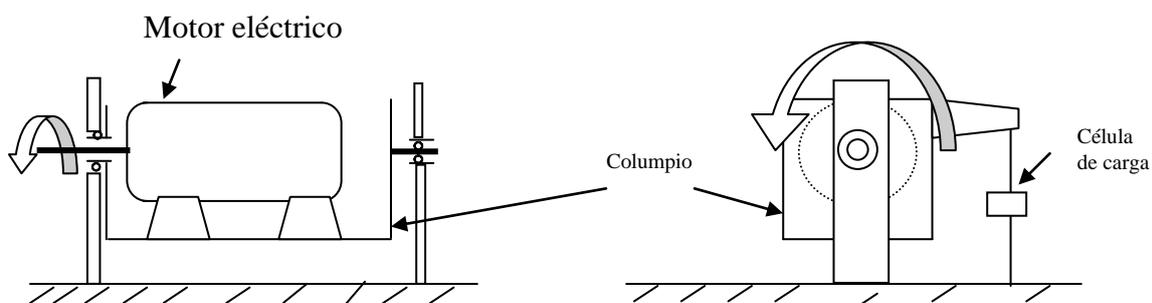


Fig. 1: esquema del motor sobre el columpio que permite medir el par de fuerzas que se transmiten entre el motor y la bomba.



Medimos también la velocidad de giro mediante un tacómetro de tipo inductivo, obteniendo la velocidad en rpm.

Por tanto, para obtener la potencia transmitida por el eje o potencia absorbida por la bomba, se deberá multiplicar el “par” por la velocidad angular:

$$\text{Pot}_{\text{eje}} = M \cdot \omega$$

CURVA RENDIMIENTO – CAUDAL (η - Q)

El rendimiento de la bomba es el cociente entre la potencia útil de la bomba ($\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_b$) y la absorbida por la bomba, que es la potencia en el eje.

$$\eta = \frac{\text{Pot}_{\text{útil}}}{\text{Pot}_{\text{absorbida}}} = \frac{\rho g Q H}{\text{Pot}_{\text{eje}}}$$

TRABAJO A REALIZAR

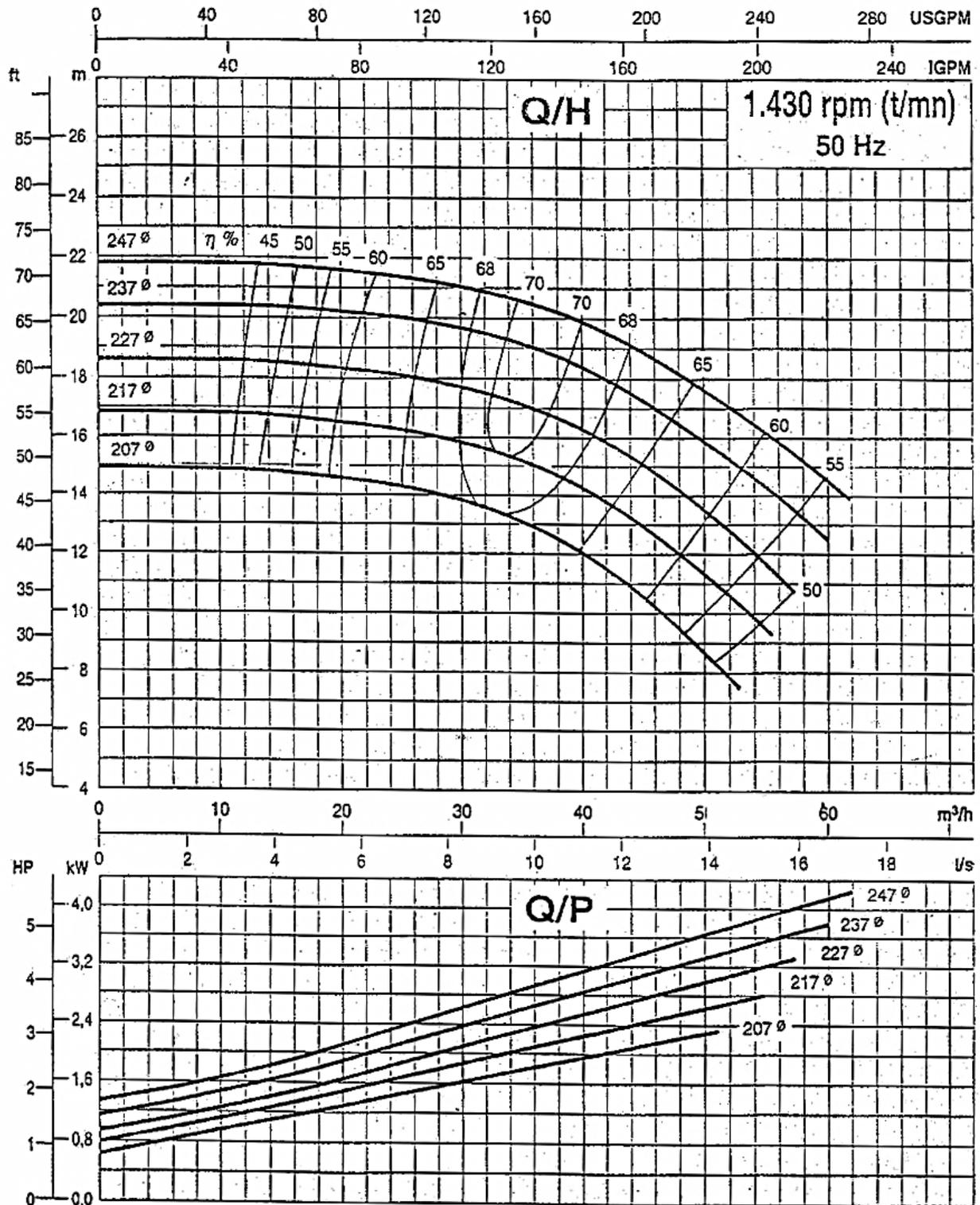
- Rellenar la tabla de valores medidos y calculados.
- Dibujar las curvas y puntos experimentales para las siguientes gráficas:
 - a) Altura de la bomba (H_b) – Caudal (Q) con la parábola $H_b = a + b \cdot Q - c \cdot Q^2$ ajustada por mínimos cuadrados.
 - b) Potencia absorbida (Pot_{eje}) – Caudal (Q)
 - c) Rendimiento total de la bomba (η_{total}) – Caudal (Q)
- Dibujar también los puntos experimentales sobre los diagramas dados por el fabricante. Para ello se obtendrán los valores de H_b , Q y Pot_{eje} mediante ecuaciones de semejanza para $n = 1430$ rpm

TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS: $n = 1500$ rpm

Se comenzará con el caudal máximo, con todas las válvulas abiertas, y se tomarán los datos disminuyendo el caudal de 5 en 5 m^3/h (aproximadamente).

Nota importante:

La toma de datos no debe hacerse a la ligera, pues los valores recogidos serán necesarios para la realización de las prácticas 7 y 8.

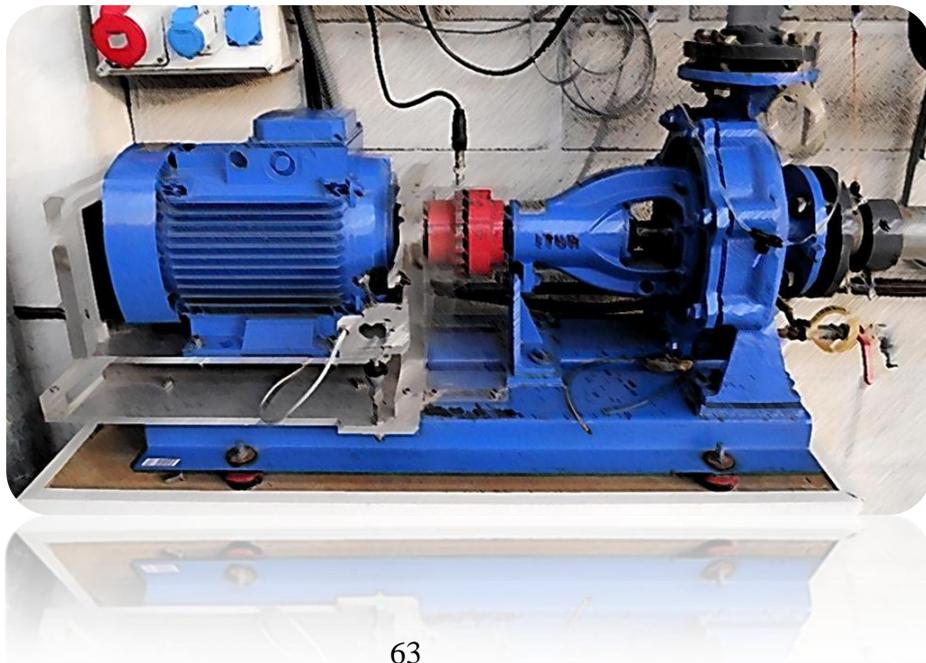
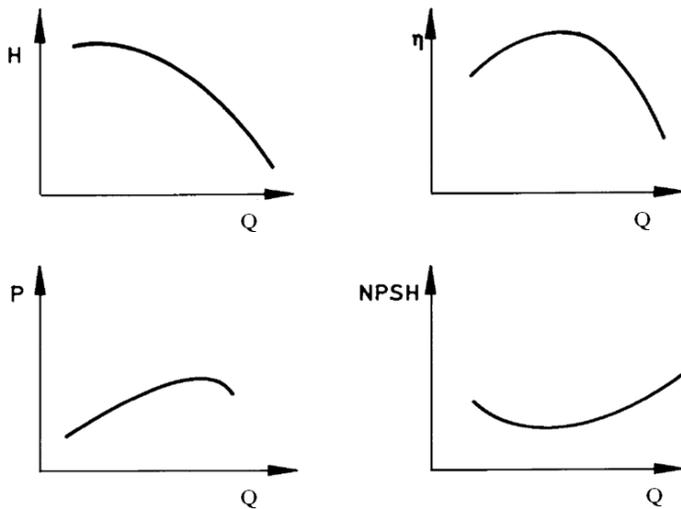




PRÁCTICA 2

(Guión para el profesor)

Curvas características de una bomba centrífuga

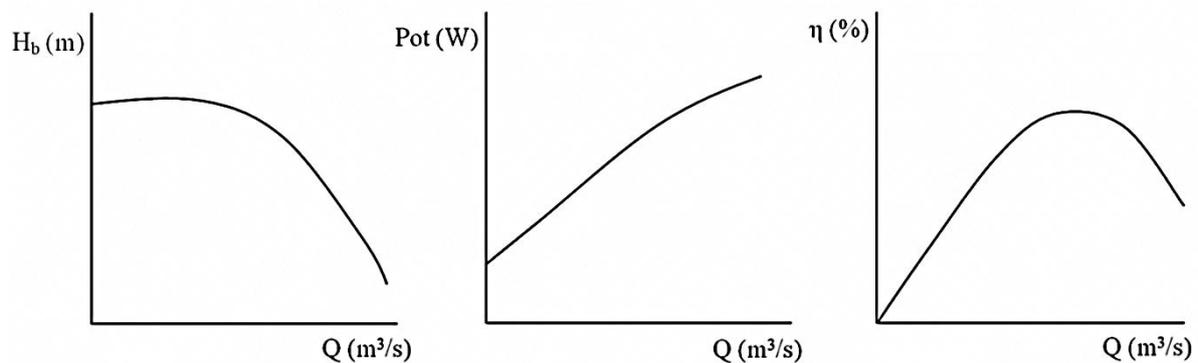


Práctica 2

CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

OBJETIVOS

- Deducir experimentalmente las curvas características de una bomba centrífuga, para una velocidad angular fija de 1500 rpm.
- Las curvas son las siguientes:
 - Altura útil o manométrica - Caudal (H_b - Q).
 - Potencia absorbida - Caudal (Pot- Q).
 - Rendimiento - Caudal (η - Q).



FUNDAMENTO TEÓRICO

Una bomba centrífuga es una máquina hidráulica que añade energía al fluido. Básicamente está constituida por un rodete, que gira impulsado por un motor, y que se halla situado dentro de una carcasa espiral. Al girar el rodete crea una depresión, que provoca la entrada del fluido a través del eje de la carcasa, siendo forzado por los álabes a adquirir un movimiento rotatorio. Al salir de los mismos, el flujo es recibido por el difusor, de ahí pasa a la cámara espiral llamada voluta, y finalmente al difusor de salida. En los difusores el fluido pierde altura de velocidad, transformándose en altura de presión.

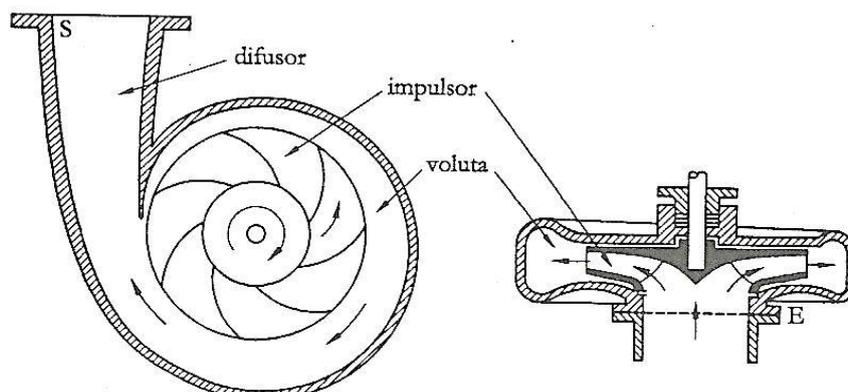


Fig. 1: esquema de la sección de una bomba centrífuga.

Las curvas características de las bombas se obtienen mediante ensayos, que casi siempre se realizan con una velocidad de giro n (rpm) constante. El caudal Q se toma como variable independiente básica, y como variables dependientes, o de salida, se consideran la altura manométrica H , la potencia P y el rendimiento η .

La figura 2 muestra las curvas características típicas de una bomba centrífuga. La altura manométrica es aproximadamente constante a caudales bajos y después decrece hasta cero para $Q = Q_{\text{máx}}$. A la velocidad de giro y tamaño del rotor considerados, la bomba no puede suministrar más caudal que $Q_{\text{máx}}$. El rendimiento η siempre es nulo cuando no hay flujo y cuando $Q = Q_{\text{máx}}$, alcanzando su máximo, entre el 80% y el 90 %, para caudales alrededor de $0,6 Q_{\text{máx}}$, siendo éste, el caudal de diseño Q^* o punto de máximo rendimiento $\eta = \eta_{\text{máx}}$. Es deseable que la curva de rendimiento sea plana en las proximidades de $\eta_{\text{máx}}$, de forma que se disponga de un rango de operación lo más amplio posible. Por último, la curva de potencia crece monótonamente con el caudal. A veces hay un brusco incremento de potencia después del punto de máximo rendimiento. Este comportamiento se considera poco deseable, ya que requiere motores mucho más grandes para proporcionar grandes caudales.

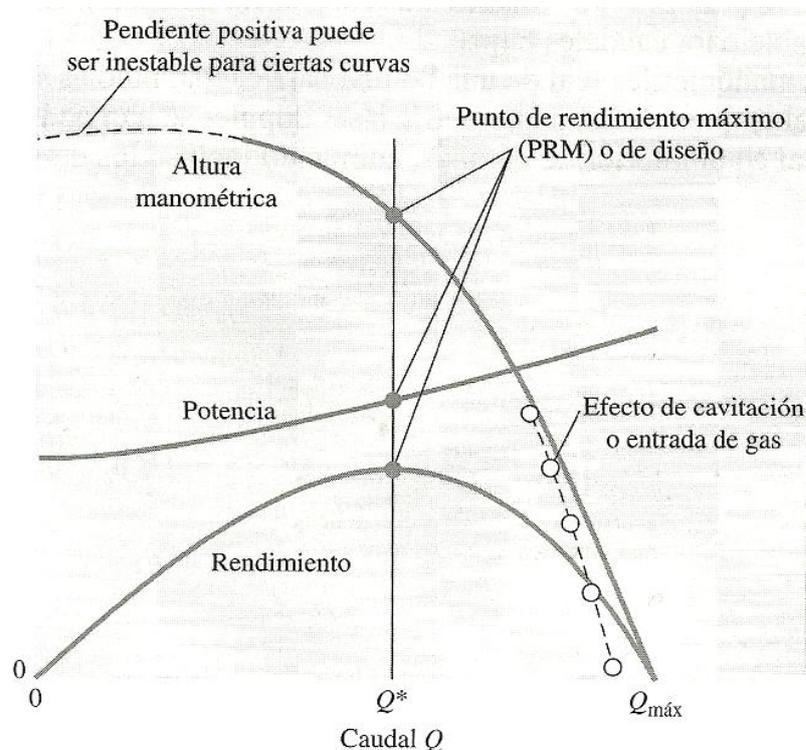
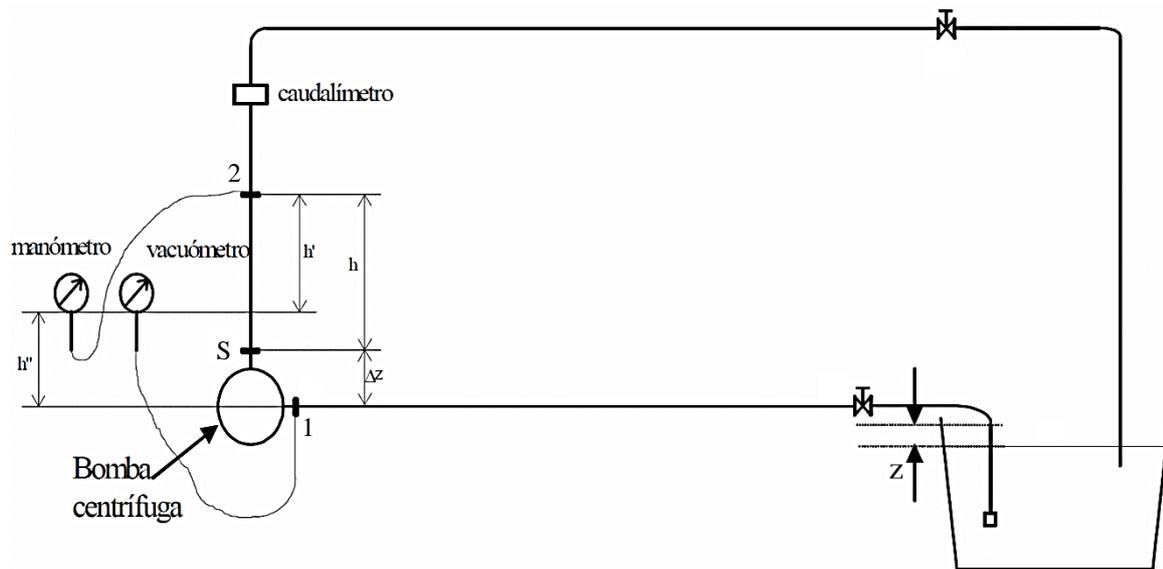


Fig. 2: Curvas características de una bomba centrífuga típica con velocidad de giro constante.

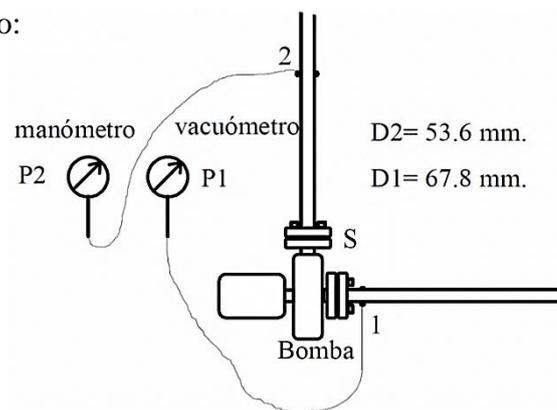
MONTAJE EXPERIMENTAL



Detalles de la bomba accionada por un motor eléctrico:

- Entrada de la bomba, sección 1.
- Salida de la bomba, sección S.
- Toma piezométrica del manómetro: sección 2, que dista 16 cm de la salida.

El manómetro y el vacuómetro están colocados a la misma altura.



CURVA ALTURA DE LA BOMBA – CAUDAL ($H_b - Q$)

Aplicando Bernoulli entre la entrada y la salida de la bomba, 1 - s:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + H_b = \frac{P_s}{\rho g} + z_s + \frac{v_s^2}{2g}$$

Despejando la altura de la bomba:

$$H_b = \frac{P_{\text{manómetro}} + |P_{\text{vacuómetro}}|}{\rho g} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi} \right)^2 \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) + h_{f_{1-2}}$$

La altura de pérdidas entre la salida de la bomba (s) y la toma piezométrica (2) queda expresada por:

$$h_{f_{1-2}} = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

Por lo tanto, la altura de la bomba queda:

$$H_b = \frac{P_{\text{manómetro}} + |P_{\text{vacuómetro}}|}{\rho g} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi} \right)^2 \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) + f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

O también:

$$H_b = \frac{P_{\text{manómetro}} + |P_{\text{vacuómetro}}|}{\rho g} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi} \right)^2 \left\{ \frac{1}{D_2^4} \left(1 + f \frac{L}{D_2} \right) - \frac{1}{D_1^4} \right\}$$

siendo un valor medio de $f \approx 0,02$ y $L = 0,16$ m.

Las presiones (P2) y (P1) las mediremos con el manómetro y el vacuómetro en kgf/cm² y el caudal en m³/h, pero los cálculos se harán en el sistema internacional.

Esta curva de altura útil, eficaz o altura manométrica de la bomba en función del caudal, se ajustará a una expresión del tipo:

$$H_b = a + b \cdot Q - c \cdot Q^2$$

CURVA POTENCIA – CAUDAL (Pot_{eje} – Q)

La potencia expresada en las curvas (Pot_{eje} - Q) es la absorbida por la bomba, o la potencia en el eje, que coincide con la potencia útil del motor eléctrico.

La potencia absorbida por el motor la obtenemos directamente en el cuadro de control, en Watios. Para obtener la potencia aplicada en el eje de la bomba es preciso conocer el rendimiento del motor eléctrico, pero este rendimiento depende de la temperatura del motor, del tiempo que lleva funcionando, de la potencia y punto de operación. Al no conocer este rendimiento en cada momento, utilizaremos otro método para medir la potencia en el eje.

Medimos directamente el “par”, el momento de fuerzas que transmite el eje, colocando el motor eléctrico sobre un columpio cuyo eje de oscilación coincide con el eje del motor.

El par de freno que la bomba 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 una 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.

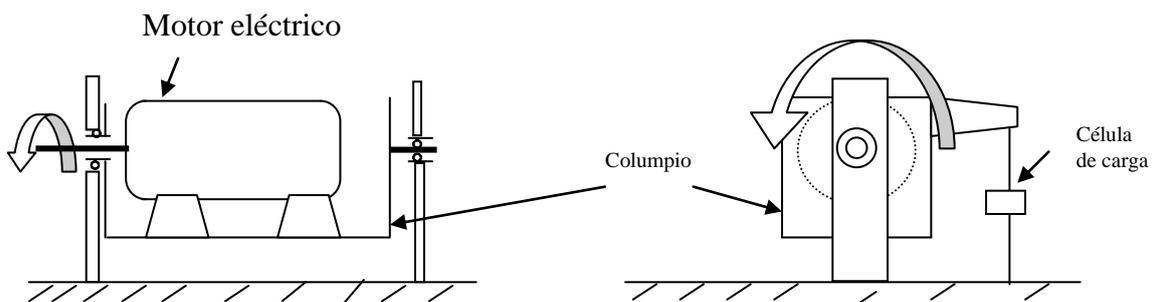


Fig. 3: esquema del motor sobre el columpio que permite medir el par de fuerzas que se transmiten entre el motor y la bomba.



Medimos también la velocidad de giro mediante un tacómetro de tipo inductivo, obteniendo la velocidad en rpm.

Por tanto, para obtener la potencia transmitida por el eje o potencia absorbida por la bomba, se deberá multiplicar el “par” por la velocidad angular:

$$Pot_{eje} = M \cdot \omega$$

CURVA RENDIMIENTO – CAUDAL (η - Q)

El rendimiento de la bomba es el cociente entre la potencia útil de la bomba ($\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_b$) y la absorbida por la bomba, que es la potencia en el eje.

$$\eta = \frac{Pot_{\text{útil}}}{Pot_{\text{absorbida}}} = \frac{\rho g Q H}{Pot_{eje}}$$

TRABAJO A REALIZAR

- Rellenar la tabla de valores medidos y calculados.
- Dibujar las curvas y puntos experimentales para las siguientes gráficas:
 - d) Altura de la bomba (H_b) – Caudal (Q) con la parábola $H_b = a + b \cdot Q - c \cdot Q^2$ ajustada por mínimos cuadrados.
 - e) Potencia absorbida (Pot_{eje}) – Caudal (Q)
 - f) Rendimiento total de la bomba (η_{total}) – Caudal (Q)
- Dibujar también los puntos experimentales sobre los diagramas dados por el fabricante. Para ello se obtendrán los valores de H_b , Q y Pot_{eje} mediante ecuaciones de semejanza para $n = 1430$ rpm

Nota importante:

La toma de datos no debe hacerse a la ligera, pues los valores recogidos serán necesarios para la realización de las prácticas 7 y 8.



TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS: n = 1500 rpm

Se comenzará con el caudal máximo, con todas las válvulas abiertas, y se tomarán los datos disminuyendo el caudal de 5 en 5 m³/h (aproximadamente). En nuestro caso se han tomado valores cada 3m³/h aproximadamente para tener más valores y mejorar la calidad de las gráficas.

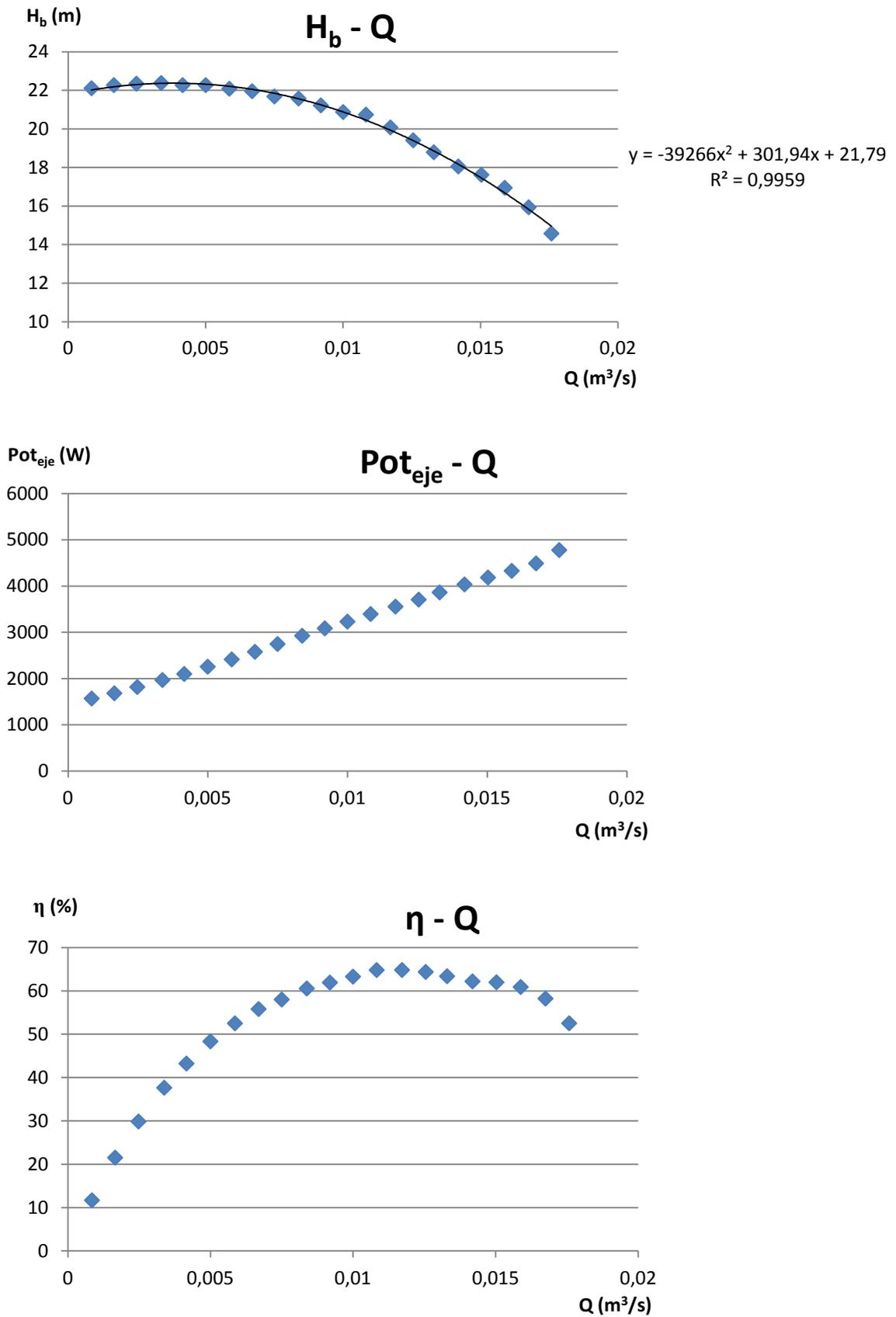
Valores experimentales medidos					
P _{manómetro} (kg/cm ²)	P _{vacuómetro} (kg/cm ²)	Q (m ³ /h)	n (rpm)	Par (N·m)	Pot _{eléctrica} (W)
0,41	-0,840	63,30	1462	31,20	5850
0,64	-0,765	60,30	1462	29,30	5300
0,82	-0,705	57,20	1464	28,23	5110
0,96	-0,650	54,10	1466	27,25	4930
1,08	-0,590	51,10	1467	26,26	4750
1,22	-0,540	48,00	1468	25,12	4550
1,34	-0,495	45,20	1469	24,09	4365
1,46	-0,455	42,20	1470	23,09	4180
1,58	-0,415	39,00	1472	22,02	4000
1,64	-0,380	36,00	1473	20,94	3805
1,72	-0,345	33,10	1474	19,98	3640
1,78	-0,330	30,20	1475	18,93	3450
1,84	-0,290	27,00	1477	17,75	3255
1,90	-0,265	24,10	1478	16,65	3060
1,94	-0,245	21,10	1480	15,57	2885
1,98	-0,230	18,00	1481	14,54	2710
2,00	-0,215	15,00	1482	13,52	2535
2,03	-0,200	12,20	1484	12,66	2400
2,04	-0,190	8,94	1485	11,68	2240
2,06	-0,165	6,00	1485	10,81	2090
2,06	-0,150	3,05	1486	10,07	1965



Valores calculados (en S.I.)						
$P_{\text{manómetro}}$ (Pa)	$P_{\text{vacuómetro}}$ (Pa)	Q (m ³ /s)	n (rad/s)	H_b (m)	Pot _{eje} (W)	Rend. bomba η (%)
40180	-82320	0,0176	153,10	14,57	4776,73	52,57
62720	-74970	0,0168	153,10	15,93	4485,84	58,30
80360	-69090	0,0159	153,31	16,94	4327,93	60,96
94080	-63700	0,0150	153,52	17,61	4183,40	62,01
105840	-57820	0,0142	153,62	18,05	4034,16	62,24
119560	-52920	0,0133	153,73	18,79	3861,66	63,59
131320	-48510	0,0126	153,83	19,41	3705,84	64,44
143080	-44590	0,0117	153,94	20,07	3554,43	64,87
154840	-40670	0,0108	154,15	20,74	3394,33	64,86
160720	-37240	0,0100	154,25	20,87	3230,04	63,32
168560	-33810	0,0092	154,36	21,22	3084,05	61,99
174440	-32340	0,0084	154,46	21,57	2923,96	60,65
180320	-28420	0,0075	154,67	21,68	2745,41	58,03
186200	-25970	0,0067	154,78	21,95	2577,02	55,88
190120	-24010	0,0059	154,99	22,08	2413,12	52,56
194040	-22540	0,0050	155,09	22,27	2255,01	48,39
196000	-21070	0,0042	155,19	22,27	2098,23	43,33
198940	-19600	0,0034	155,40	22,38	1967,42	37,77
199920	-18620	0,0025	155,51	22,34	1816,34	29,93
201880	-16170	0,0017	155,51	22,27	1681,05	21,64
201880	-14700	0,00085	155,61	22,10	1567,03	11,71



A partir de la tabla anterior se obtienen las curvas características de la bomba centrífuga.





A continuación se presenta la tabla con los valores obtenidos mediante ecuaciones de semejanza del caudal (Q), de la altura útil o manométrica (H_b) y la potencia en el eje (Pot_{eje}), para una velocidad angular de 1430 rpm.

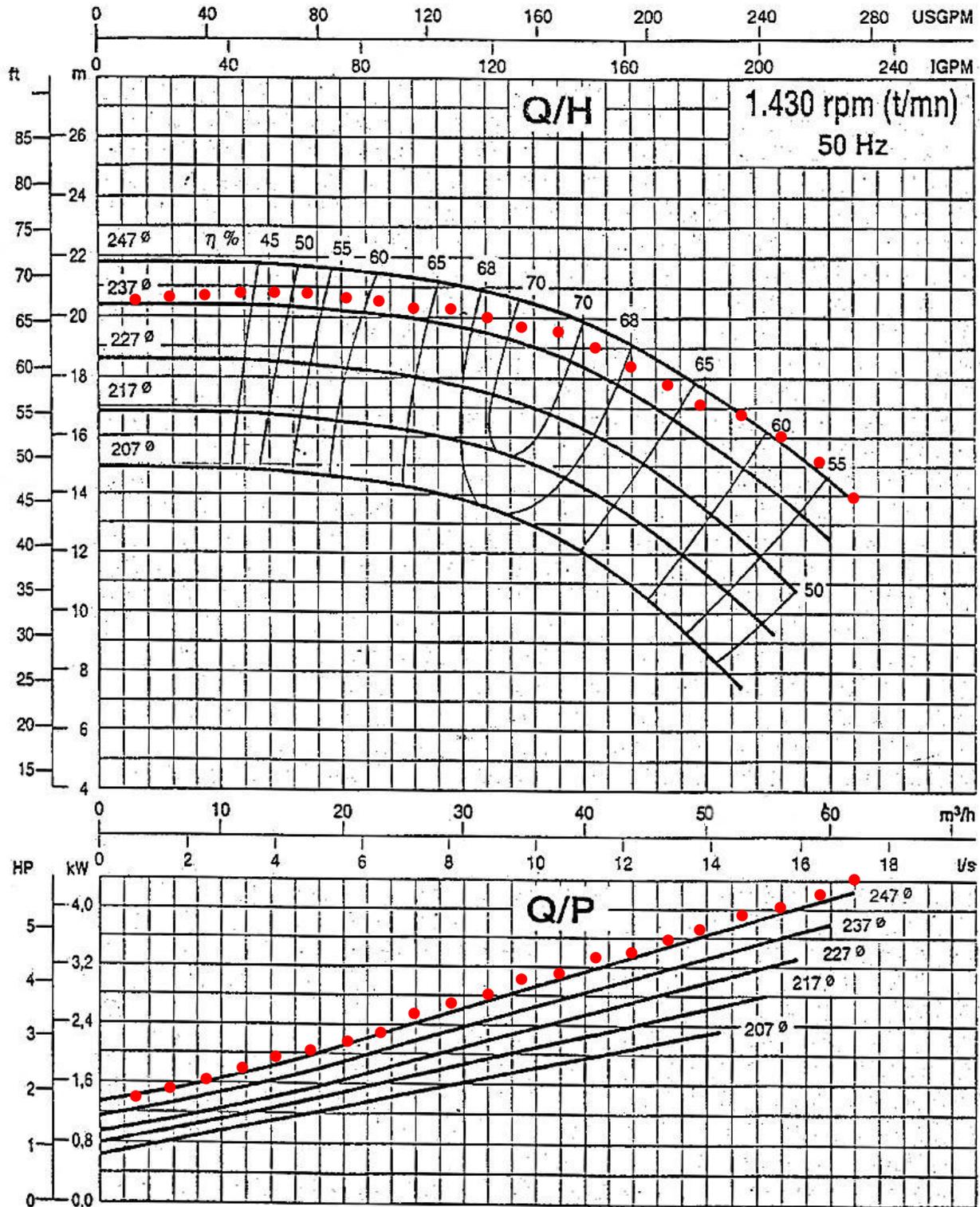
$$\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{n}{n'}\right) \quad \frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad \frac{Pot}{Pot'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3$$

Q (m ³ /h)	H _b (m)	Pot _{eje} (kW)
61,91	13,94	4,46989
58,98	15,24	4,19768
55,87	16,16	4,03334
52,77	16,76	3,88272
49,81	17,15	3,73655
46,76	17,83	3,56947
44,00	18,39	3,41845
41,05	18,99	3,27210
37,89	19,57	3,11199
34,95	19,67	2,95534
32,11	19,97	2,81603
29,28	20,27	2,66442
26,14	20,32	2,49157
23,32	20,55	2,33401
20,39	20,61	2,17672
17,38	20,76	2,02998
14,47	20,73	1,88502
11,76	20,78	1,76037
8,61	20,72	1,62191
5,78	20,65	1,50110
2,94	20,47	1,39646

A continuación se han dibujado los puntos experimentales sobre los diagramas dados por el fabricante.



Se adjuntan las curvas características dadas por el fabricante de la bomba. El rodete instalado tiene un diámetro exterior de 241 mm.





Conclusiones

De la gráfica $H_b - Q$ se observa que la forma de la curva $H = H(Q)$ es la esperada, ya que se ajusta a una función parabólica ($H = c + b \cdot Q + a \cdot Q^2$) con $R^2 = 0,9959$, en lugar de ajustarse a la función lineal de las curvas teóricas. Esto es debido a la existencia de pérdidas por rozamiento y pérdidas por choques. Las pérdidas debidas al rozamiento aumentan con el caudal Q y las pérdidas debidas a choques, que son teóricamente nulas en condiciones de diseño, aumentan con menores y con mayores caudales, tanto más cuanto más difieran del caudal de diseño.

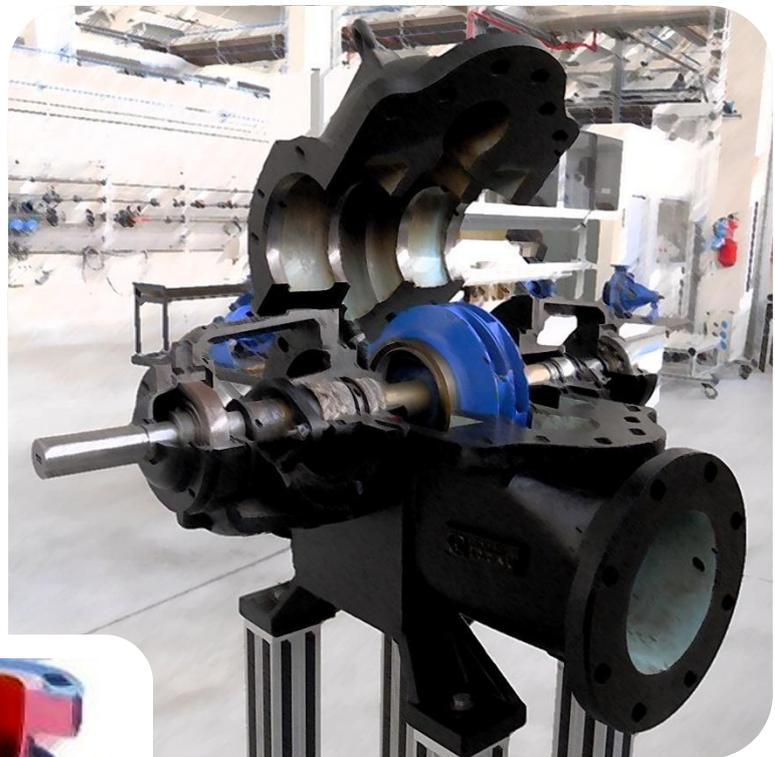
Por otra parte, en la gráfica $H - Q$ suministrada por el fabricante, el ajuste de los puntos experimentales con las curvas, para un diámetro de 241 mm, es más que aceptable para un caudal entre 10 y 35 m³/h. Para caudales menores que 10 m³/h, los puntos experimentales se encuentran algo por debajo de la curva correspondiente a un diámetro de 241 mm, mientras que para caudales mayores que 35 m³/h, los puntos se encuentran por encima.

La gráfica $Pot_{eje} - Q$ muestra cómo la potencia en el eje crece prácticamente de forma lineal al aumentar el caudal. Así, en nuestro caso, la potencia máxima se obtiene con el caudal máximo. Al ajustar los puntos obtenidos en el diagrama dado por el fabricante, se observa que siguen una línea paralela a las curvas del fabricante, aunque se encuentran justo encima de la curva correspondiente a un diámetro de 247 mm, y no en la de 241 mm.

Por último, en la gráfica $\eta - Q$ se ve que la forma de la curva es la esperada, ya que se asemeja a una función parabólica ($H = c + b \cdot Q + a \cdot Q^2$) con $c = 0$. De este modo, el rendimiento va aumentando al incrementarse el caudal hasta llegar a un máximo ($\eta = 64,87\%$), punto en el cual obtenemos un caudal de diseño $Q^* = 42,2$ m³/h. A partir de este punto el rendimiento disminuye. La curva de rendimiento es prácticamente plana en las proximidades de η_{max} , lo cual es deseable para disponer de un rango de operación lo más amplio posible.

PRÁCTICA 3

Leyes de semejanza en una bomba centrífuga





Práctica 3

LEYES DE SEMEJANZA EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA

OBJETIVO

Comprobación experimental de cómo se adecuan las leyes de semejanza a la realidad. Se hará de la siguiente manera:

- Se obtendrán experimentalmente las curvas características de la bomba (H, Potencia, η , frente al caudal) a una velocidad de referencia de 1480 rpm.
- Mediante el cálculo teórico (leyes de semejanza) se deducirá cómo serían las curvas características a 990 rpm.
- Se obtendrán experimentalmente las curvas características a 990 rpm y se comparará con las teóricas deducidas anteriormente. Esta comparación mostrará la validez de las leyes de semejanza.
- Comprobar si se cumple que en una turbobomba al cambiar la velocidad angular “n”, los puntos homólogos en las curvas (H, Q), están en parábolas $H = \text{cte} \cdot Q^2$ y tienen el mismo rendimiento.

FUNDAMENTO TEÓRICO

Las leyes de semejanza establecen unas relaciones matemáticas entre las condiciones de funcionamiento de dos turbomáquinas geoméricamente semejantes, operando en puntos homólogos (semejanza geométrica y cinemática). En la práctica se usan para estimar el efecto del cambio de fluido, velocidad o tamaño de cualquier turbomáquina, sea bomba, turbina, o ventilador, dentro de una familia geoméricamente semejante.

En la aplicación que nos ocupa, las fórmulas se simplifican aún más, ya que establecemos la semejanza para la misma bomba operando con el mismo fluido a distintos regímenes de giro, y los términos correspondientes al tamaño se simplifican.

En nuestro caso, las fórmulas que relacionan las alturas manométricas, caudales y potencias en el eje de la bomba, y el régimen de giro de la misma entre dos puntos homólogos de funcionamiento son:

$$\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{n}{n'}\right) \quad \frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad \frac{Pot}{Pot'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3$$

H: altura manométrica, útil o eficaz.

Q: caudal.

Pot: potencia aplicada en el eje de la bomba, absorbida por la bomba.

n: régimen de giro de la bomba en rpm.



Curvas características

Son aquellas en las que se representa la altura (H), la potencia absorbida (Pot) y el rendimiento (η) de la bomba, frente al caudal (Q). Al obtenerlas se ha de tener en cuenta que la bomba está accionada directamente por un motor asíncrono (entre el motor y la bomba hay un acoplamiento directo), es decir, el motor y la bomba van a la misma velocidad.

Este motor asíncrono es de dos velocidades. Tiene dos bobinados distintos en el estátor, uno de dos pares de polos con lo que se obtiene una velocidad síncrona de 1500 rpm y otro bobinado de tres pares de polos, con una velocidad síncrona de 1000 rpm.

La velocidad del eje del motor y de la bomba será inferior a la síncrona debido a que los motores asíncronos tienen deslizamiento. El eje gira aproximadamente entre un 1% y un 4% menos que la velocidad de sincronismo. Si el motor instalado está sobredimensionado respecto a la potencia absorbida por la bomba, el deslizamiento será pequeño.

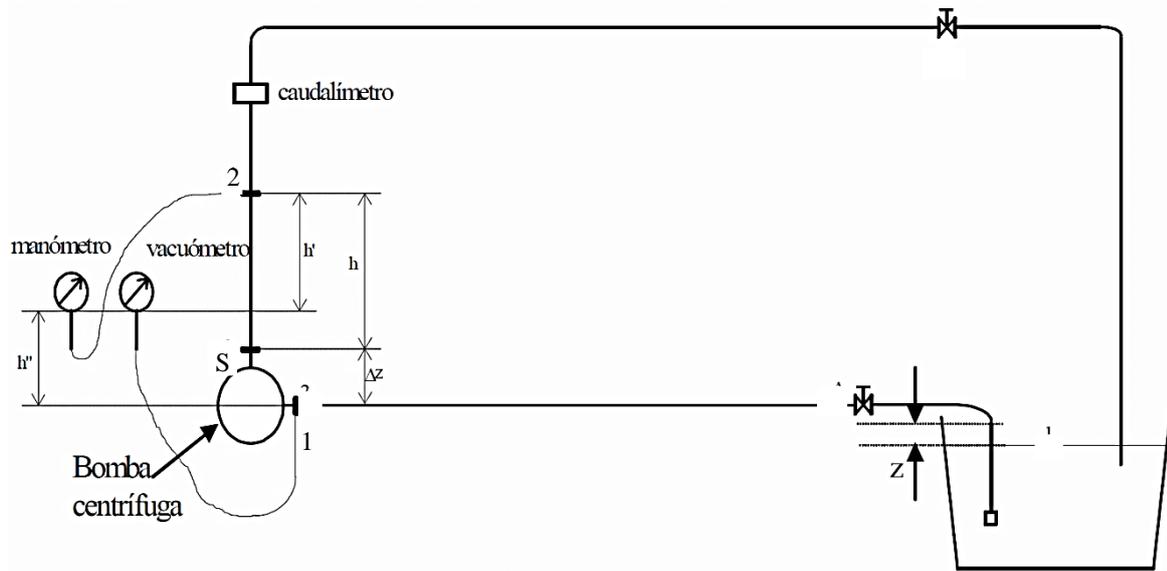
La potencia absorbida por las bombas centrífugas crece con el caudal bombeado, y es mínima con caudal cero. Al aumentar el caudal aumenta la potencia absorbida y, por tanto, aumenta el deslizamiento del motor (cada punto de operación medido experimentalmente estará a una velocidad ligeramente distinta). A estos datos les llamaremos experimentales.

Al presentar las curvas características de la bomba lo haremos referidas a una velocidad única para todos sus puntos, por lo que los puntos experimentales los corregiremos (será una corrección muy pequeña) para obtener el caudal, la altura y la potencia que habríamos medido a esa velocidad de referencia, que en este caso la elegimos así:

Régimen síncrono	1000 rpm	1500 rpm
Deslizamiento (1% - 1.5%)	10 - 15 rpm	15 - 22 rpm
Velocidad de referencia	990 rpm	1480 rpm

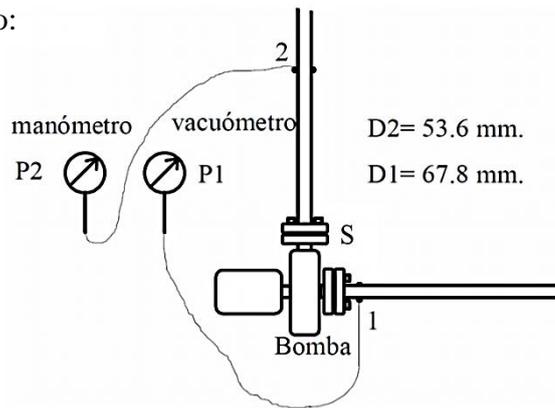
Dado que las diferencias entre las velocidades síncronas y las elegidas como referencia son muy pequeñas, las correcciones también lo serán, y los datos corregidos los seguiremos considerando experimentales. Los llamaremos experimentales corregidos.

MONTAJE EXPERIMENTAL



Detalles de la bomba accionada por un motor eléctrico:

- Entrada de la bomba, sección 1.
- Salida de la bomba, sección S.
- Toma piezométrica del manómetro: sección 2, que dista 16 cm de la salida.



El manómetro y el vacuómetro están colocados a la misma altura.

ALTURA DE LA BOMBA

Aplicando Benoulli entre la entrada y la salida de la bomba. 1 - s:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + H_b = \frac{P_s}{\rho g} + z_s + \frac{v_s^2}{2g}$$

Despejando la altura de la bomba:

$$H_b = \frac{P_{manómetro} + |P_{vacuómetro}|}{\rho g} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi} \right)^2 \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) + h_{f_{1-2}}$$

La altura de pérdidas entre la salida de la bomba (s) y la toma piezométrica (2) queda expresada por:

$$h_{f_{1-2}} = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

Por lo tanto, la altura de la bomba queda:

$$H_b = \frac{P_{\text{manómetro}} + |P_{\text{vacuómetro}}|}{\rho g} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi} \right)^2 \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) + f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

O también:

$$H_b = \frac{P_{\text{manómetro}} + |P_{\text{vacuómetro}}|}{\rho g} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi} \right)^2 \left\{ \frac{1}{D_2^4} \left(1 + f \frac{L}{D_2} \right) - \frac{1}{D_1^4} \right\} \quad (1)$$

siendo un valor medio de $f \approx 0,02$ y $L = 0,16$ m.

Las presiones (P2) y (P1) las mediremos con el manómetro y el vacuómetro en kgf/cm^2 y el caudal en m^3/h , pero los cálculos se harán en el sistema internacional.

Esta curva de altura útil, eficaz o altura manométrica de la bomba en función del caudal, se ajustará a una expresión del tipo:

$$H_b = a + b \cdot Q - c \cdot Q^2$$

POTENCIA ABSORBIDA

La potencia expresada en las curvas ($P_{\text{ot}_{\text{eje}}} - Q$) es la absorbida por la bomba, o la potencia en el eje, que coincide con la potencia útil del motor eléctrico.

La potencia absorbida por el motor la obtenemos directamente en el cuadro de control, en Watios. Para obtener la potencia aplicada en el eje de la bomba es preciso conocer el rendimiento del motor eléctrico, pero este rendimiento depende de la temperatura del motor, del tiempo que lleva funcionando, de la potencia y punto de operación. Al no conocer este rendimiento en cada momento, utilizaremos otro método para medir la potencia en el eje.

Medimos directamente el “par”, el momento de fuerzas que transmite el eje, colocando el motor eléctrico sobre un columpio cuyo eje de oscilación coincide con el eje del motor.

El par de freno que la bomba 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 una 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.

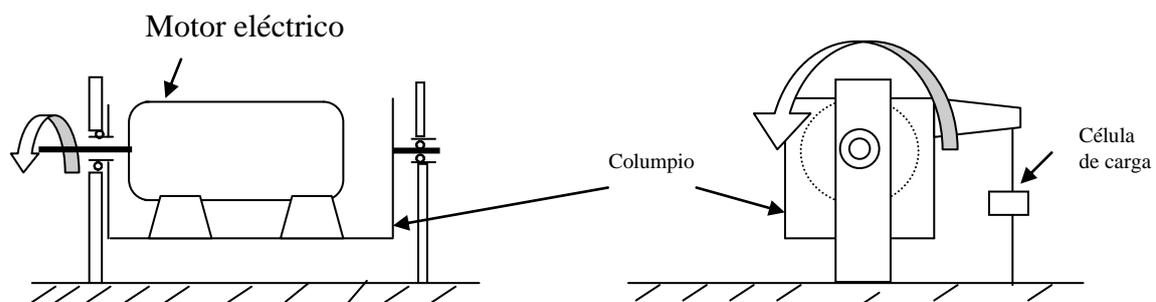


Fig. 1: esquema del motor sobre el columpio que permite medir el par de fuerzas que se transmiten entre el motor y la bomba.



Medimos también la velocidad de giro mediante un tacómetro de tipo inductivo, obteniendo la velocidad en rpm.

Por tanto, para obtener la potencia transmitida por el eje o potencia absorbida por la bomba, se deberá multiplicar el “par” por la velocidad angular:

$$Pot_{eje} = M \cdot \omega \quad (2)$$

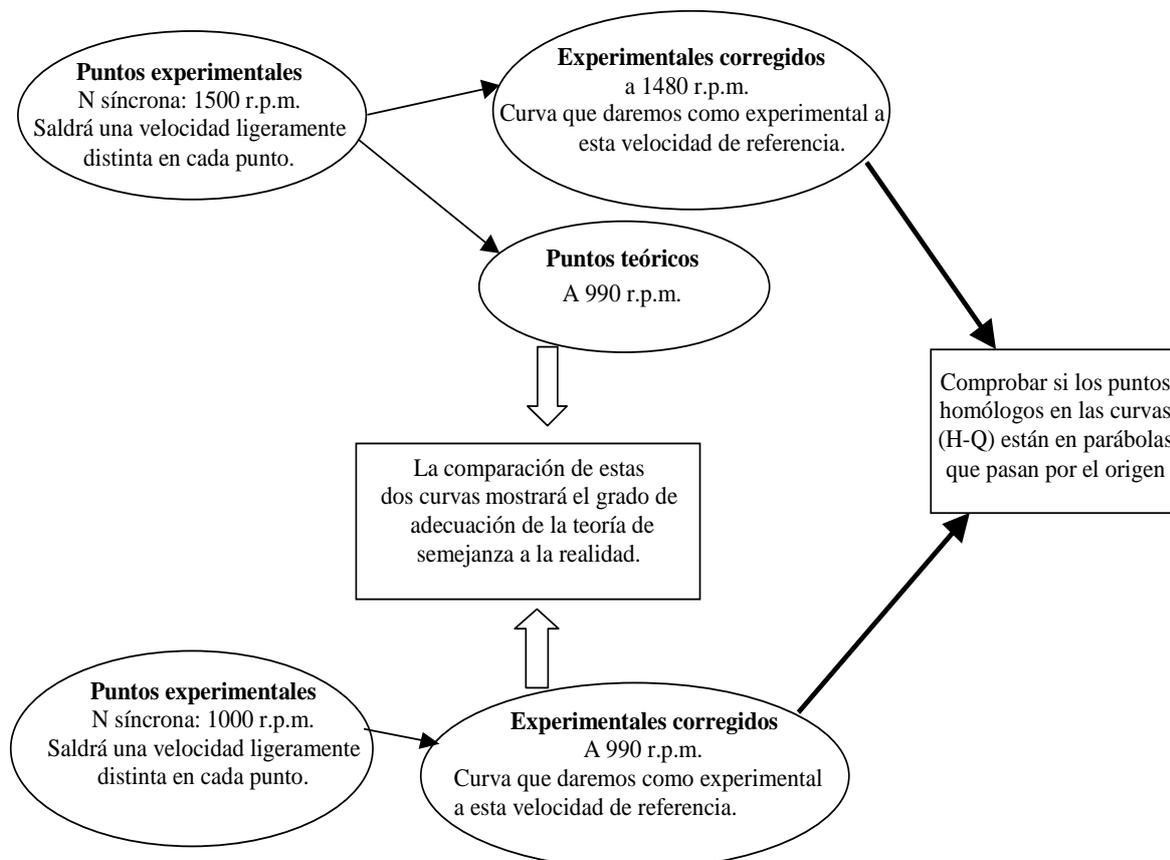
RENDIMIENTO DE LA BOMBA

El rendimiento de la bomba es el cociente entre la potencia útil de la bomba ($\rho \cdot g \cdot Q \cdot H$) y la absorbida por la bomba, que es la potencia en el eje.

$$\eta = \frac{Pot_{\text{útil}}}{Pot_{\text{absorbida}}} = \frac{\rho g Q H}{Pot_{eje}} \quad (3)$$

TRABAJO A REALIZAR

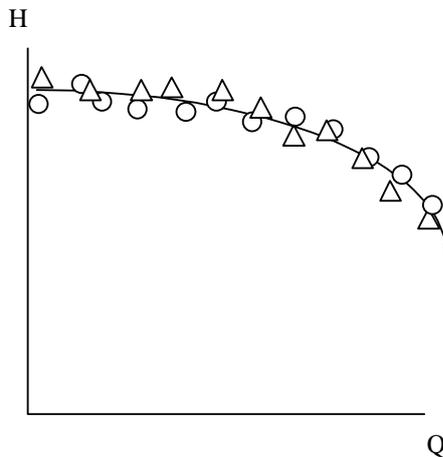
Podemos resumir la tarea a realizar expresándola en un diagrama de bloques:



Nota: Por motivos de tiempo, en vez de volver a calcular los valores para $n = 1500$ rpm se utilizarán los obtenidos en la práctica de las curvas características de una bomba.

Con los datos recogidos se deberán dibujar las siguientes gráficas:

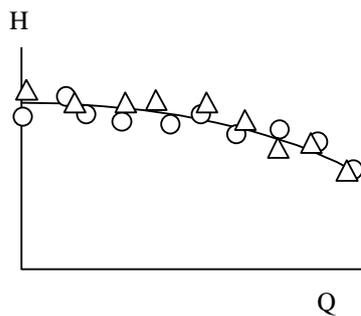
• **Gráficas ($H_b - Q$)**



n síncrona: **1500 rpm**

○ Puntos **experimentales**, cada uno a una n distinta, la que dé el motor asíncrono.

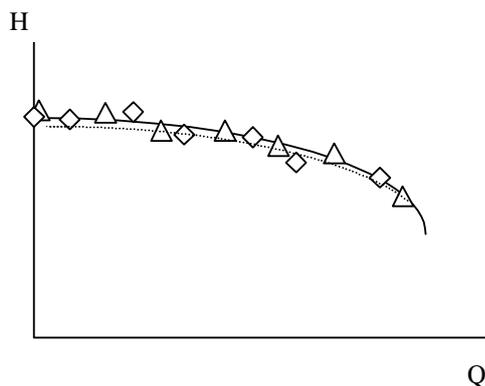
△ Puntos **experimentales corregidos** a la velocidad de referencia elegida $n = 1480$ rpm. A estos puntos ajustaremos una parábola ($H = a + bQ - cQ^2$) u otra curva que mejore el ajuste.



n síncrona: **1000 rpm**

○ Puntos **experimentales**, cada uno a una n distinta, la que dé el motor asíncrono.

△ Puntos **experimentales corregidos** a la velocidad de referencia elegida $n = 990$ rpm. A estos puntos ajustaremos una parábola ($H = a + bQ - cQ^2$) u otra curva que mejore el ajuste.



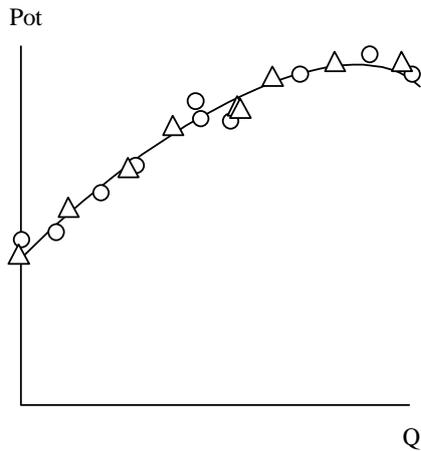
◇ Puntos teóricos a 990 rpm obtenidos mediante las relaciones de semejanza, a partir de los experimentales a 1500 rpm

△ Puntos experimentales corregidos a 990 rpm

La simple comparación de estas dos familias de puntos nos habla de la adecuación de la teoría de semejanza a la realidad.

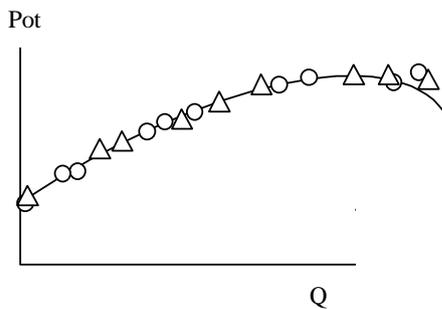


• **Gráficas (Pot_{eje} - Q)**



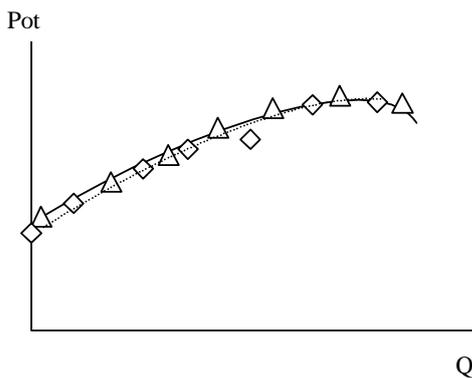
N síncrona **1500 r.p.m.**

- Puntos **experimentales**, cada uno a una n distinta, la que dé el motor asíncrono.
- △ Puntos **experimentales corregidos** a la velocidad de referencia elegida $n= 1480$ r.p.m



N síncrona **1000 r.p.m.**

- Puntos **experimentales**, cada uno a una n distinta, la que dé el motor asíncrono.
- △ Puntos **experimentales corregidos** a la velocidad de referencia elegida $n= 990$ r.p.m



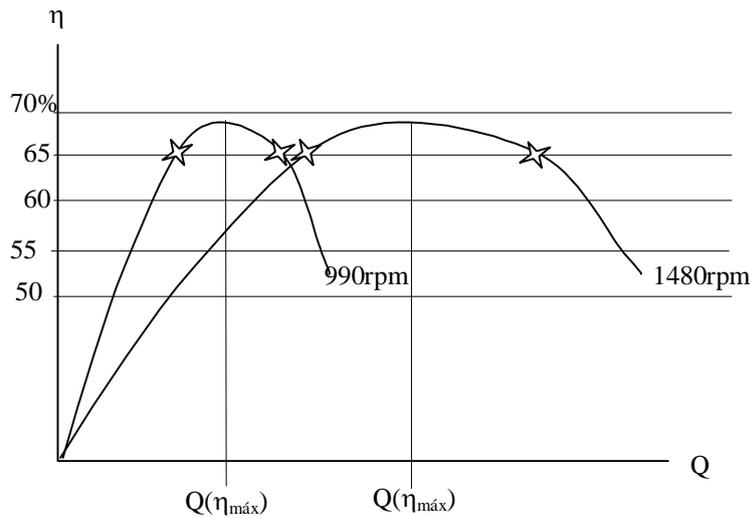
- ◇ Puntos teóricos a 990 r.p.m. obtenidos mediante las relaciones de semejanza, a partir de los experimentales a 1500 r.p.m.
- △ Puntos experimentales corregidos a 990 r.p.m.

La simple comparación de estas dos familias de puntos nos habla de la adecuación de la teoría de semejanza a la realidad.



• **Gráfica (η - Q)**

Con los datos experimentales corregidos se construyen, en una misma gráfica, las curvas (η - Q):



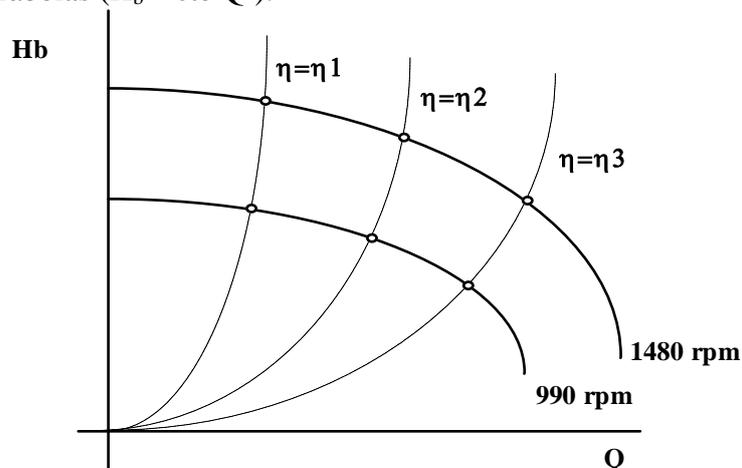
Posteriormente se construirá la gráfica $H_b - Q$ con las parábolas de iso-rendimiento.

En la gráfica anterior seleccionamos varios rendimientos (por ejemplo: η_{max} , 65%, 60%) y sacamos los caudales donde esos rendimientos se dan. Para esto utilizaremos no los puntos experimentales sino las curvas ajustadas. Estas serán ecuaciones potenciales de exponente suficiente para que el grado de ajuste sea bueno. Introduciendo estos caudales en la ecuación de las curvas ajustadas del diagrama ($H_b - Q$), se obtendrán las alturas correspondientes, y con estos datos se construirán las parábolas $H_b = cte \cdot Q^2$ de iso-rendimiento en la gráfica $H_b - Q$.

Cuando únicamente se cambia la velocidad angular, los puntos homólogos están en parábolas ($H_b = cte \cdot Q^2$) que pasan por el origen en el diagrama ($H_b - Q$).

Los puntos de rendimiento máximo, aunque no sean exactamente iguales, son homólogos. Esto se cumple (rendimientos máx. iguales) si la diferencia en las velocidades angulares es pequeña.

Se comprobará gráficamente si nuestros datos experimentales corregidos a 1480 y 990 rpm se ajustan a dichas parábolas ($H_b = cte \cdot Q^2$).



Una de las parábolas de iso-rendimiento que se deberá dibujar es la de rendimientos máximos. Así comprobaremos con qué precisión son puntos homólogos.



CONSTRUCCIÓN DE LAS TABLAS

Las 5 primeras columnas se obtienen directamente de los sensores:

- 1º columna: Caudal (Q); se mide con el caudalímetro electromagnético.
- 2º columna: Presión en la aspiración de la bomba (P_{vac}); se mide con el vacuómetro.
- 3º columna: Presión en la impulsión de la bomba (P_{man}); se mide con el manómetro.
- 4º columna: Régimen de giro (rpm); se mide con el tacómetro inductivo
- 5º columna: Par o momento de fuerzas (N·m); se mide por medio de una célula de carga.

Interesa medir una gran cantidad de datos. Para ello podemos tomar con $n = 1500$ rpm los valores correspondientes a caudales de 5 en 5 m^3/h aproximadamente, incluyendo Q máximo. **(Por motivos de tiempo se utilizarán los datos obtenidos en la práctica de las curvas características de una bomba).** Con $n = 1000$ rpm se tomarán los datos correspondientes a caudales de 3,5 en 3,5 m^3/h , incluyendo $Q_{m\acute{a}x}$.

La altura útil de la bomba (H) la obtenemos de la expresión (1) y corresponde a la velocidad n (rpm) medida, que será ligeramente diferente en cada punto de operación.

La potencia absorbida por la bomba o potencia en el eje, se obtiene de la expresión (2) y corresponde a la n (rpm) medida.

El rendimiento total de la bomba (η) lo obtenemos de la expresión (3).

El rendimiento obtenido para los valores experimentales es el mismo que para los experimentales corregidos, y el mismo para los teóricos, estos tres puntos de operación son homólogos, están calculados mediante las relaciones de semejanza y, por tanto, tienen el mismo rendimiento.

Por último, tanto los valores experimentales corregidos a 1480 rpm y a 990 rpm, como los valores teóricos a 990 rpm, se calcularán a partir de los valores experimentales utilizando las leyes de semejanza.

PRÁCTICA 3

(Guión para el profesor)

Leyes de semejanza en una bomba centrífuga





Práctica 3

LEYES DE SEMEJANZA EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA

OBJETIVO

Comprobar experimentalmente cómo se adecuan las leyes de semejanza a la realidad. Se hará de la siguiente manera:

- Se obtendrán experimentalmente las curvas características de la bomba (H, Potencia, η , frente al caudal) a una velocidad de referencia de 1480 rpm.
- Mediante el cálculo teórico (leyes de semejanza) se deducirá cómo serían las curvas características a 990 rpm.
- Se obtendrán experimentalmente las curvas características a 990 rpm y se comparará con las teóricas deducidas anteriormente. Esta comparación mostrará la validez de las leyes de semejanza.
- Comprobar si se cumple que en una turbobomba al cambiar la velocidad angular “n”, los puntos homólogos en las curvas (H, Q), están en parábolas $H = \text{cte} \cdot Q^2$ y tienen el mismo rendimiento.

FUNDAMENTO TEÓRICO

Las leyes de semejanza establecen unas relaciones matemáticas entre las condiciones de funcionamiento de dos turbomáquinas geoméricamente semejantes, operando en puntos homólogos (semejanza geométrica y cinemática). En la práctica se usan para estimar el efecto del cambio de fluido, velocidad o tamaño de cualquier turbomáquina, sea bomba, turbina, o ventilador, dentro de una familia geoméricamente semejante.

En la aplicación que nos ocupa, las fórmulas se simplifican aún más, ya que establecemos la semejanza para la misma bomba operando con el mismo fluido a distintos regímenes de giro, y los términos correspondientes al tamaño se simplifican.

En nuestro caso, las fórmulas que relacionan las alturas manométricas, caudales y potencias en el eje de la bomba, y el régimen de giro de la misma entre dos puntos homólogos de funcionamiento son:

$$\frac{Q}{Q'} = \left(\frac{n}{n'}\right) \quad \frac{H}{H'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad \frac{Pot}{Pot'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3$$

H: altura manométrica, útil o eficaz.

Q: caudal.

Pot: potencia aplicada en el eje de la bomba, absorbida por la bomba.

n: régimen de giro de la bomba en rpm.



Curvas características

Son aquellas en las que se representa la altura (H), la potencia absorbida (Pot) y el rendimiento (η) de la bomba, frente al caudal (Q). Al obtenerlas se ha de tener en cuenta que la bomba está accionada directamente por un motor asíncrono (entre el motor y la bomba hay un acoplamiento directo), es decir, el motor y la bomba van a la misma velocidad.

Este motor asíncrono es de dos velocidades. Tiene dos bobinados distintos en el estátor, uno de dos pares de polos con lo que se obtiene una velocidad síncrona de 1500 rpm y otro bobinado de tres pares de polos, con una velocidad síncrona de 1000 rpm.

La velocidad del eje del motor y de la bomba será inferior a la síncrona debido a que los motores asíncronos tienen deslizamiento. El eje gira aproximadamente entre un 1% y un 4% menos que la velocidad de sincronismo. Si el motor instalado está sobredimensionado respecto a la potencia absorbida por la bomba, el deslizamiento será pequeño.

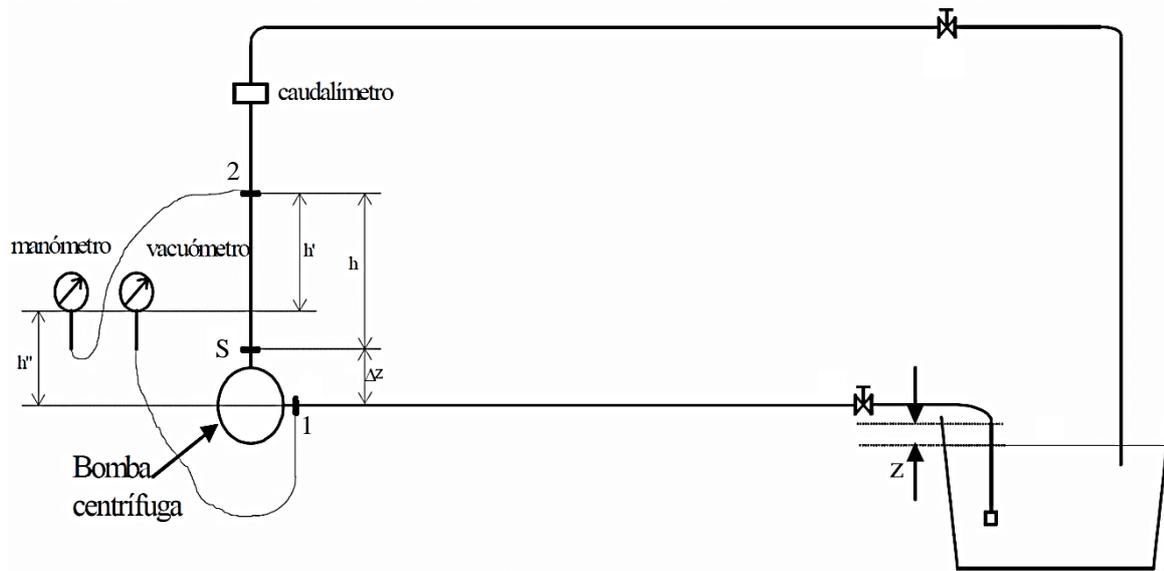
La potencia absorbida por las bombas centrífugas crece con el caudal bombeado, y es mínima con caudal cero. Al aumentar el caudal aumenta la potencia absorbida y, por tanto, aumenta el deslizamiento del motor (cada punto de operación medido experimentalmente estará a una velocidad ligeramente distinta). A estos datos les llamaremos experimentales.

Al presentar las curvas características de la bomba lo haremos referidas a una velocidad única para todos sus puntos, por lo que los puntos experimentales los corregiremos (será una corrección muy pequeña) para obtener el caudal, la altura y la potencia que habríamos medido a esa velocidad de referencia, que en este caso la elegimos así:

Régimen síncrono	1000 rpm	1500 rpm
Deslizamiento (1% - 1.5%)	10 - 15 rpm	15 - 22 rpm
Velocidad de referencia	990 rpm	1480 rpm

Dado que las diferencias entre las velocidades síncronas y las elegidas como referencia son muy pequeñas, las correcciones también lo serán, y los datos corregidos los seguiremos considerando experimentales. Los llamaremos experimentales corregidos.

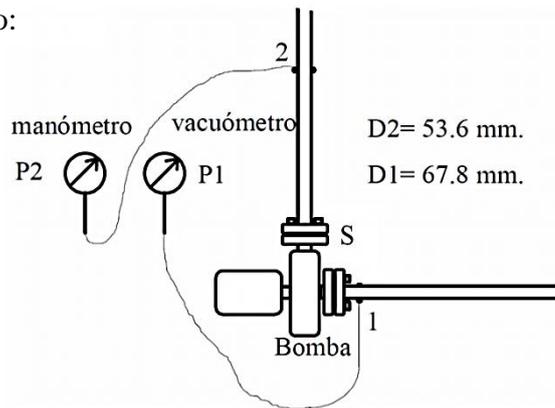
MONTAJE EXPERIMENTAL



Detalles de la bomba accionada por un motor eléctrico:

- Entrada de la bomba, sección 1.
- Salida de la bomba, sección S.
- Toma piezométrica del manómetro: sección 2, que dista 16 cm de la salida.

El manómetro y el vacuómetro están colocados a la misma altura.



ALTURA DE LA BOMBA

Aplicando Benoulli entre la entrada y la salida de la bomba. 1 - s:

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + H_b = \frac{P_s}{\rho g} + z_s + \frac{v_s^2}{2g}$$

Despejando la altura de la bomba:

$$H_b = \frac{P_{manómetro} + |P_{vacuómetro}|}{\rho g} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi} \right)^2 \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) + h_{f_{1-2}}$$

La altura de pérdidas entre la salida de la bomba (s) y la toma piezométrica (2) queda expresada por:

$$h_{f_{1-2}} = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

Por lo tanto, la altura de la bomba queda:

$$H_b = \frac{P_{\text{manómetro}} + |P_{\text{vacuómetro}}|}{\rho g} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi} \right)^2 \left(\frac{1}{D_2^4} - \frac{1}{D_1^4} \right) + f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

O también:

$$H_b = \frac{P_{\text{manómetro}} + |P_{\text{vacuómetro}}|}{\rho g} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi} \right)^2 \left\{ \frac{1}{D_2^4} \left(1 + f \frac{L}{D_2} \right) - \frac{1}{D_1^4} \right\} \quad (1)$$

siendo un valor medio de $f \approx 0,02$ y $L = 0,16$ m.

Las presiones (P2) y (P1) las mediremos con el manómetro y el vacuómetro en kgf/cm² y el caudal en m³/h, pero los cálculos se harán en el sistema internacional.

Esta curva de altura útil, eficaz o altura manométrica de la bomba en función del caudal, se ajustará a una expresión del tipo:

$$H_b = a + b \cdot Q - c \cdot Q^2$$

POTENCIA ABSORBIDA

La potencia expresada en las curvas ($P_{\text{ot}_{\text{eje}}} - Q$) es la absorbida por la bomba, o la potencia en el eje, que coincide con la potencia útil del motor eléctrico.

La potencia absorbida por el motor la obtenemos directamente en el cuadro de control, en Watios. Para obtener la potencia aplicada en el eje de la bomba es preciso conocer el rendimiento del motor eléctrico, pero este rendimiento depende de la temperatura del motor, del tiempo que lleva funcionando, de la potencia y punto de operación. Al no conocer este rendimiento en cada momento, utilizaremos otro método para medir la potencia en el eje.

Medimos directamente el “par”, el momento de fuerzas que transmite el eje, colocando el motor eléctrico sobre un columpio cuyo eje de oscilación coincide con el eje del motor.

El par de freno que la bomba 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 una 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.

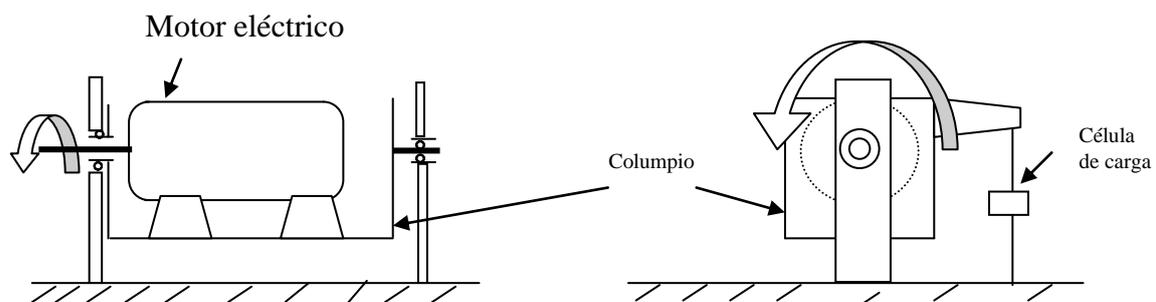


Fig. 1: esquema del motor sobre el columpio que permite medir el par de fuerzas que se transmiten entre el motor y la bomba.



Medimos también la velocidad de giro mediante un tacómetro de tipo inductivo, obteniendo la velocidad en rpm.

Por tanto, para obtener la potencia transmitida por el eje o potencia absorbida por la bomba, se deberá multiplicar el “par” por la velocidad angular:

$$Pot_{eje} = M \cdot \omega \quad (2)$$

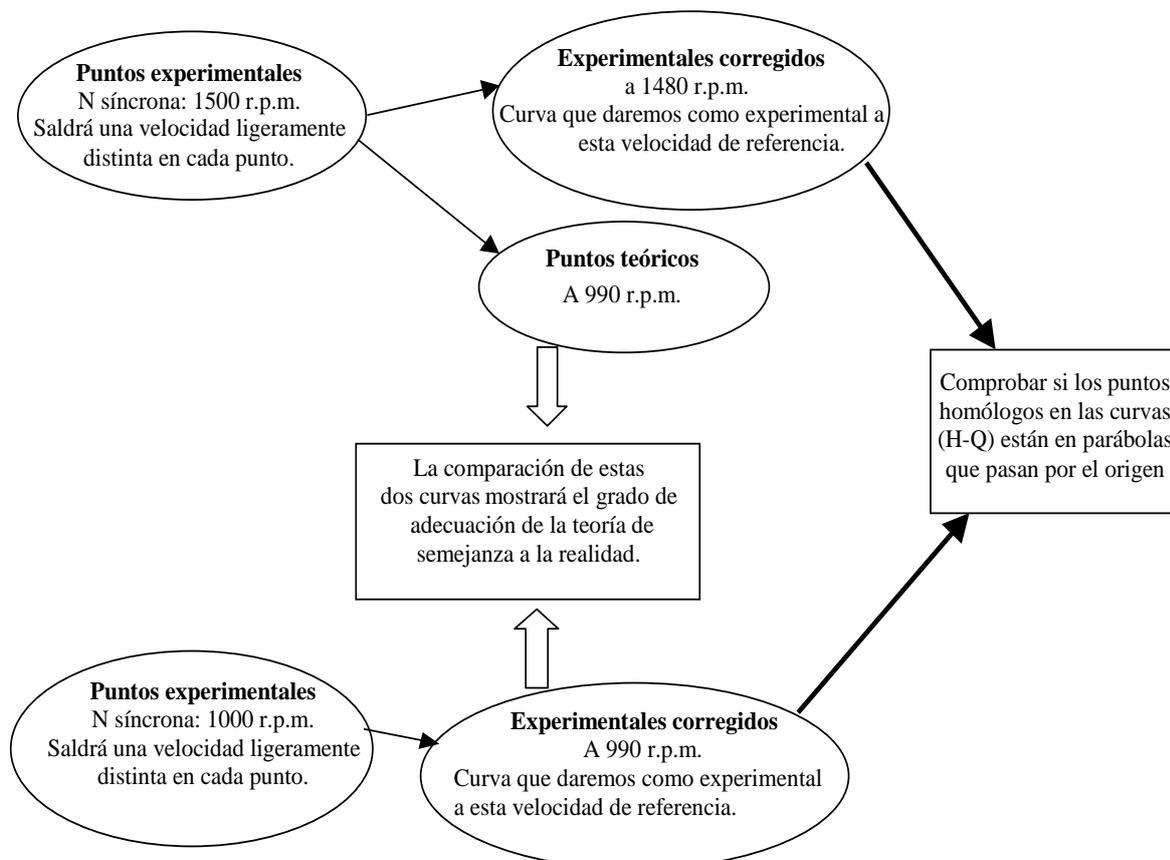
RENDIMIENTO DE LA BOMBA

El rendimiento de la bomba es el cociente entre la potencia útil de la bomba ($\rho \cdot g \cdot Q \cdot H$) y la absorbida por la bomba, que es la potencia en el eje.

$$\eta = \frac{Pot_{\text{útil}}}{Pot_{\text{absorbida}}} = \frac{\rho g Q H}{Pot_{eje}} \quad (3)$$

TRABAJO A REALIZAR

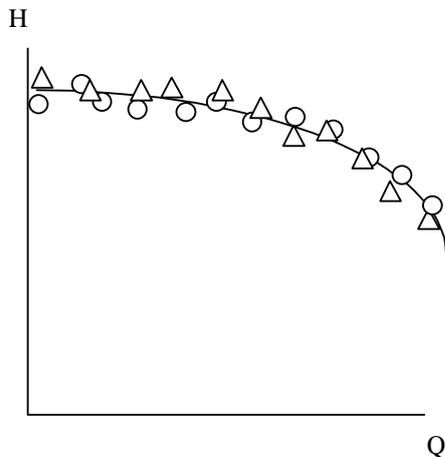
Podemos resumir la tarea a realizar expresándola en un diagrama de bloques:



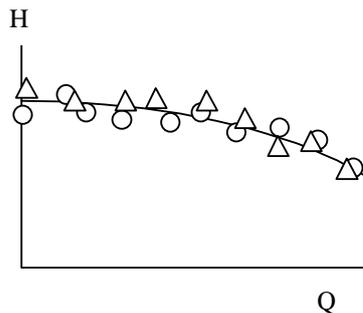
Nota: Por motivos de tiempo, en vez de volver a calcular los valores para $n = 1500$ rpm se utilizarán los obtenidos en la práctica de las curvas características de una bomba.

Con los datos recogidos se deberán dibujar las siguientes gráficas:

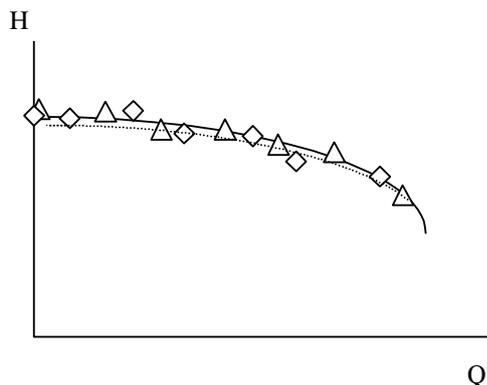
• **Gráficas ($H_b - Q$)**



- n síncrona: **1500 rpm**
- Puntos **experimentales**, cada uno a una n distinta, la que dé el motor asíncrono.
 - △ Puntos **experimentales corregidos** a la velocidad de referencia elegida $n = 1480$ rpm. A estos puntos ajustaremos una parábola ($H = a + bQ - cQ^2$) u otra curva que mejore el ajuste.

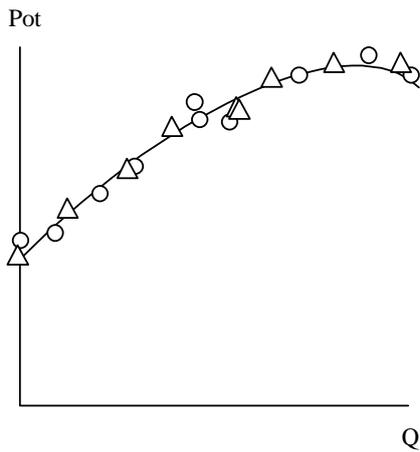


- n síncrona: **1000 rpm**
- Puntos **experimentales**, cada uno a una n distinta, la que dé el motor asíncrono.
 - △ Puntos **experimentales corregidos** a la velocidad de referencia elegida $n = 990$ rpm. A estos puntos ajustaremos una parábola ($H = a + bQ - cQ^2$) u otra curva que mejore el ajuste.

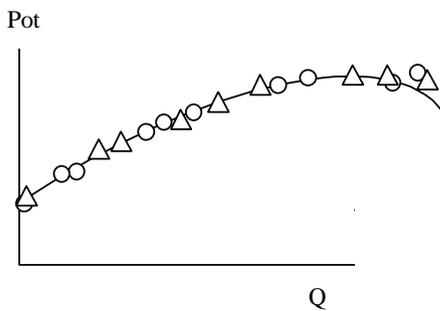


- ◇ Puntos teóricos a 990 rpm obtenidos mediante las relaciones de semejanza, a partir de los experimentales a 1500 rpm
 - △ Puntos experimentales corregidos a 990 rpm
- La simple comparación de estas dos familias de puntos nos habla de la adecuación de la teoría de semejanza a la realidad.

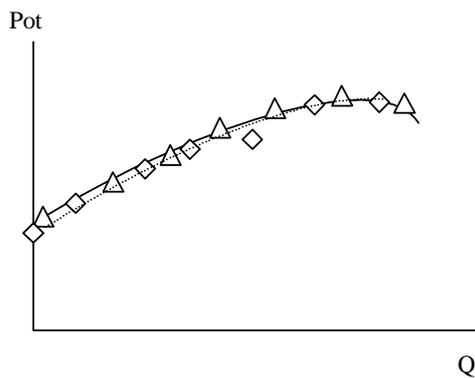
• **Gráficas ($Pot_{eje} - Q$)**



- N síncrona **1500 r.p.m.**
- Puntos **experimentales**, cada uno a una n distinta, la que dé el motor asíncrono.
 - △ Puntos **experimentales corregidos** a la velocidad de referencia elegida $n= 1480$ r.p.m



- N síncrona **1000 r.p.m.**
- Puntos **experimentales**, cada uno a una n distinta, la que dé el motor asíncrono.
 - △ Puntos **experimentales corregidos** a la velocidad de referencia elegida $n= 990$ r.p.m



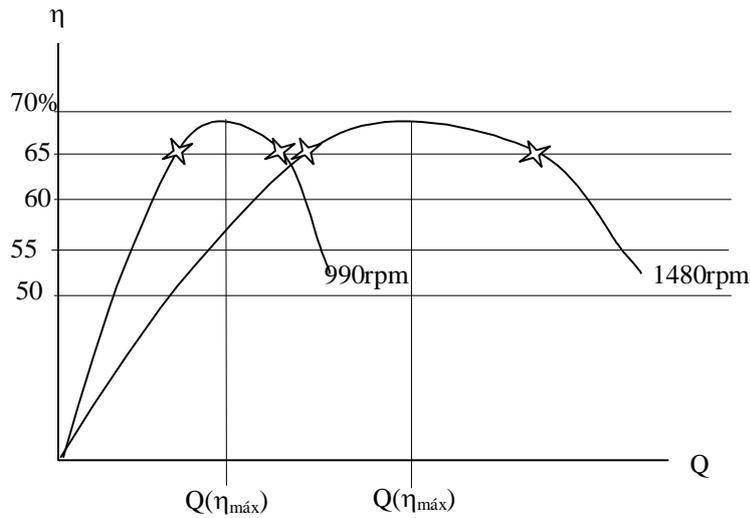
- ◇ Puntos teóricos a 990 r.p.m. obtenidos mediante las relaciones de semejanza, a partir de los experimentales a 1500 r.p.m.
- △ Puntos experimentales corregidos a 990 r.p.m.

La simple comparación de estas dos familias de puntos nos habla de la adecuación de la teoría de semejanza a la realidad.

• Gráfica ($\eta - Q$)



Con los datos experimentales corregidos se construyen, en una misma gráfica, las curvas ($\eta - Q$):



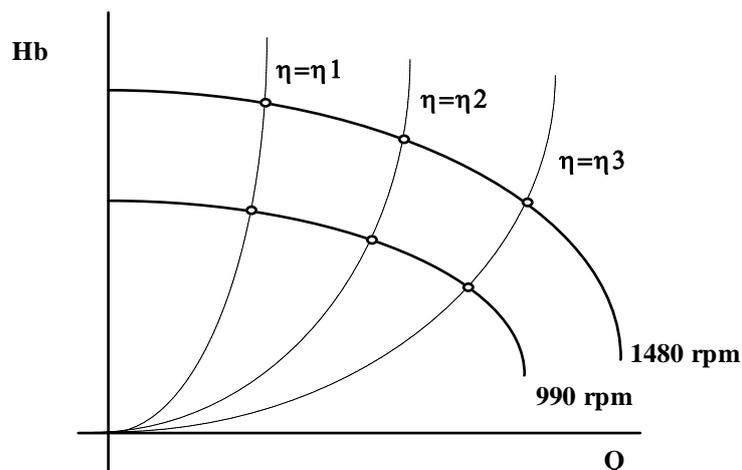
Posteriormente se construirá la gráfica $H_b - Q$ con las parábolas de iso-rendimiento.

En la gráfica anterior seleccionamos varios rendimientos (por ejemplo: η_{max} , 65%, 60%) y sacamos los caudales donde esos rendimientos se dan. Para esto utilizaremos no los puntos experimentales sino las curvas ajustadas. Estas serán ecuaciones potenciales de exponente suficiente para que el grado de ajuste sea bueno. Introduciendo estos caudales en la ecuación de las curvas ajustadas del diagrama ($H_b - Q$), se obtendrán las alturas correspondientes, y con estos datos se construirán las parábolas $H_b = cte \cdot Q^2$ de iso-rendimiento en la gráfica $H_b - Q$.

Cuando únicamente se cambia la velocidad angular, los puntos homólogos están en parábolas ($H_b = cte \cdot Q^2$) que pasan por el origen en el diagrama ($H_b - Q$).

Los puntos de rendimiento máximo, aunque no sean exactamente iguales, son homólogos. Esto se cumple (rendimientos máx. iguales) si la diferencia en las velocidades angulares es pequeña.

Se comprobará gráficamente si nuestros datos experimentales corregidos a 1480 y 990 rpm se ajustan a dichas parábolas ($H_b = cte \cdot Q^2$).



Una de las parábolas de iso-rendimiento que se deberá dibujar es la de rendimientos máximos. Así comprobaremos con qué precisión son puntos homólogos.

TABLA DE DATOS MEDIDOS Y CALCULADOS

Velocidad síncrona 1500 rpm

Valores medidos					Valores experimentales			Valores experimentales corregidos			Valores teóricos		
Q (m ³ /h)	P _{vac.} (kg/cm ²)	P _{man.} (kg/cm ²)	n (rpm)	Par _{eje} (N·m)	H _b (m)	Pot _{eje} (W)	η bomba	Pot _{eje} 1480 rpm (W)	Q 1480 rpm (m ³ /h)	H _b 1480 rpm (m)	Q 990 rpm (m ³ /h)	H _b 990 rpm (m)	Pot _{eje} 990 rpm (W)
65,7	-0,800	0,39	1462	30,30	14,133	4638,94	54,49	4812,40	66,51	14,483	44,49	6,480	1440,40
61,1	-0,710	0,68	1463	28,30	15,831	4335,70	60,73	4488,61	61,81	16,201	41,35	7,249	1343,48
56,1	-0,610	0,95	1465	26,65	17,228	4088,49	64,35	4215,37	56,67	17,583	37,91	7,867	1261,70
52,0	-0,560	1,13	1466	25,41	18,299	3900,92	66,40	4013,75	52,50	18,650	35,12	8,345	1201,35
47,6	-0,460	1,30	1468	24,07	18,772	3700,25	65,74	3791,74	47,99	19,080	32,10	8,537	1134,90
42,8	-0,385	1,48	1470	22,46	19,598	3475,45	65,70	3546,86	43,10	19,865	28,82	8,889	1061,61
38,2	-0,325	1,60	1472	20,99	20,005	3235,56	64,29	3288,60	38,41	20,223	25,69	9,049	984,31
33,2	-0,270	1,71	1475	19,24	20,370	2971,84	61,95	3002,16	33,31	20,508	22,28	9,176	898,58
27,5	-0,220	1,82	1478	17,14	20,791	2652,86	58,67	2663,64	27,54	20,847	18,42	9,328	797,25
22,9	-0,185	1,90	1480	15,56	21,121	2411,57	54,60	2411,57	22,90	21,121	15,32	9,451	721,81
18,2	-0,160	1,97	1482	14,13	21,471	2192,90	48,51	2184,03	18,18	21,413	12,16	9,581	653,70
12,4	-0,130	2,03	1484	12,43	21,679	1931,67	37,88	1916,09	12,37	21,562	8,27	9,650	573,50
7,05	-0,115	2,08	1485	10,91	21,976	1696,60	24,86	1679,52	7,03	21,828	4,70	9,767	502,70
3,7	-0,100	2,09	1487	10,00	21,907	1557,18	14,17	1535,29	3,68	21,701	2,46	9,710	459,53

TABLA DE DATOS MEDIDOS Y CALCULADOS

Velocidad síncrona 1000 rpm

Valores medidos					Valores experimentales			Valores experimentales corregidos		
Q (m ³ /h)	P _{vac.} (kg/cm ²)	P _{man.} (kg/cm ²)	n (rpm)	Par _{eje} (N·m)	H _b m	Pot _{eje} (W)	η bomba	Pot _{eje} (W)	Q 990 rpm (m ³ /h)	H _b 990 rpm (m)
44,6	-0,425	0,12	984	13,96	6,4791	1438,49	54,685	1464,96	44,87	6,5583
42,1	-0,375	0,22	985	13,43	6,8669	1385,29	56,810	1406,49	42,31	6,9368
39,4	-0,340	0,32	985	12,87	7,4031	1327,53	59,812	1347,85	39,60	7,4784
36,1	-0,300	0,42	986	12,15	7,8742	1254,53	61,682	1269,86	36,25	7,9382
32,0	-0,260	0,52	987	11,28	8,3297	1165,88	62,237	1176,54	32,09	8,3804
28,9	-0,230	0,59	988	10,59	8,6321	1095,67	61,981	1102,34	28,96	8,6671
24,0	-0,190	0,67	989	9,46	8,8980	979,75	59,335	982,72	24,02	8,9160
20,6	-0,170	0,71	990	8,66	9,0195	897,80	56,337	897,80	20,60	9,0195
17,3	-0,155	0,76	991	7,87	9,3048	816,73	53,653	814,26	17,28	9,2860
14,3	-0,140	0,79	992	7,18	9,4058	745,87	49,089	741,37	14,27	9,3679
11,7	-0,130	0,81	992	6,67	9,4708	692,89	43,534	688,71	11,67	9,4326
8,6	-0,117	0,84	993	6,01	9,6083	624,96	35,993	619,31	8,574	9,5503
4,95	-0,110	0,86	994	5,28	9,7127	549,60	23,813	542,99	4,930	9,6347
2,62	-0,100	0,86	994	4,84	9,6036	503,80	13,596	497,74	2,609	9,5265



CONSTRUCCIÓN DE LAS TABLAS

Las 5 primeras columnas se obtienen directamente de los sensores:

- 1º columna: Caudal (Q); se mide con el caudalímetro electromagnético.
- 2º columna: Presión en la aspiración de la bomba (P_{vac}); se mide con el vacuómetro.
- 3º columna: Presión en la impulsión de la bomba (P_{man}); se mide con el manómetro.
- 4º columna: Régimen de giro (rpm); se mide con el tacómetro inductivo.
- 5º columna: Par o momento de fuerzas ($N \cdot m$); se mide por medio de una célula de carga.

Interesa medir una gran cantidad de datos. Para ello podemos tomar con $n = 1500$ rpm los valores correspondientes a caudales de 5 en 5 m^3/h aproximadamente, incluyendo Q máximo. **(Por motivos de tiempo se utilizarán los datos obtenidos en la práctica de las curvas características de una bomba).** Con $n = 1000$ rpm se tomarán los datos correspondientes a caudales de 3,5 en 3,5 m^3/h , incluyendo $Q_{m\acute{a}x}$.

La altura útil de la bomba (H_b) la obtenemos de la expresión (1) y corresponde a la velocidad n (rpm) medida, que será ligeramente diferente en cada punto de operación.

La potencia absorbida por la bomba o potencia en el eje, se obtiene de la expresión (2) y corresponde a la n (rpm) medida.

El rendimiento total de la bomba (η) lo obtenemos de la expresión (3).

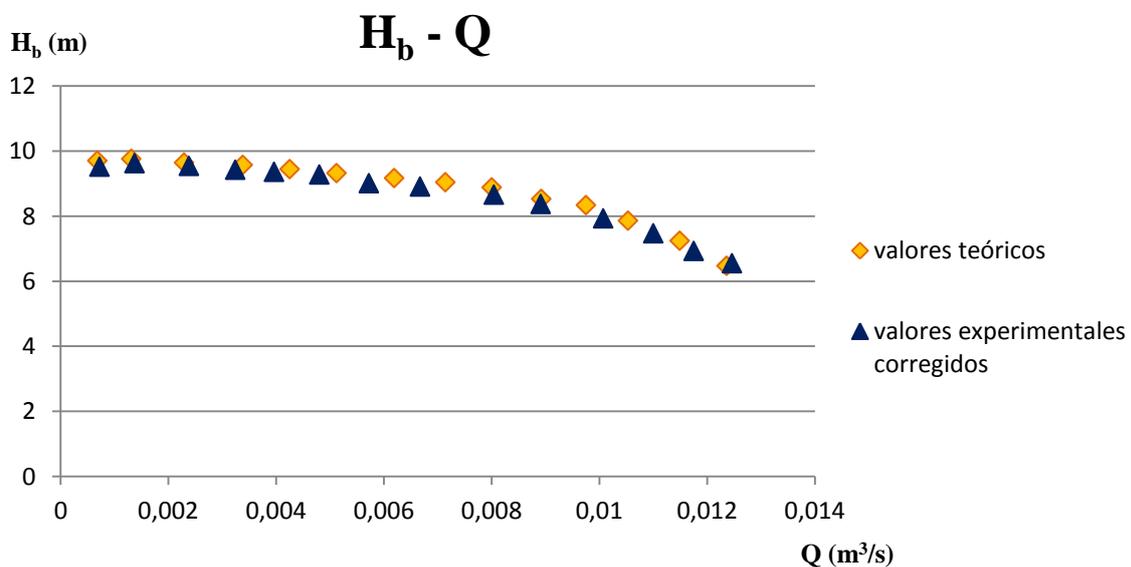
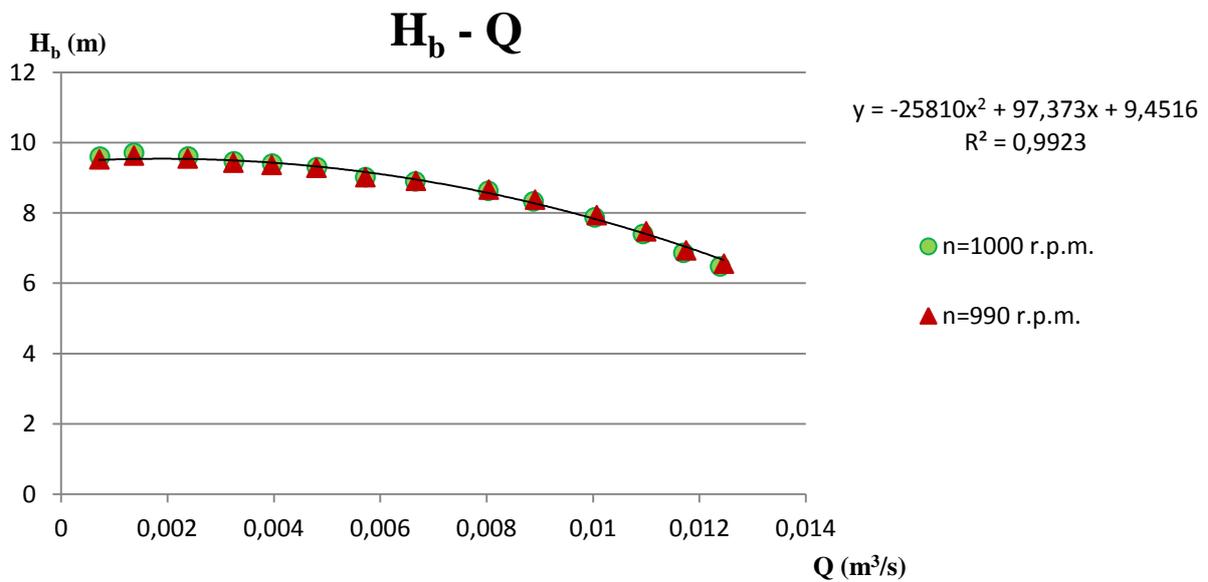
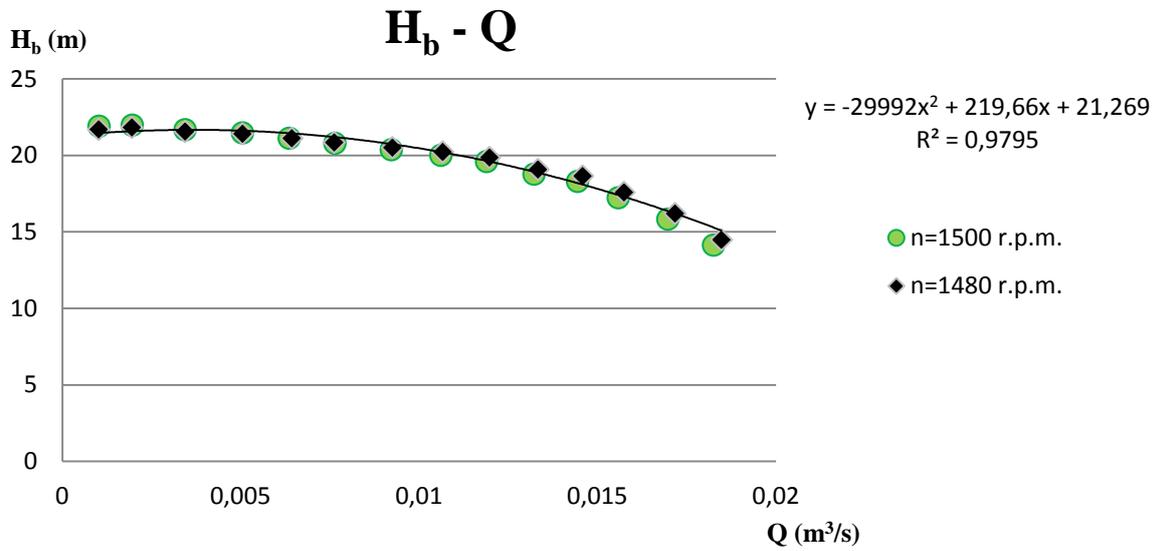
El rendimiento obtenido para los valores experimentales es el mismo que para los experimentales corregidos, y el mismo para los teóricos. Estos tres puntos de operación son homólogos, están calculados mediante las relaciones de semejanza y, por tanto, tienen el mismo rendimiento.

Por último, tanto los valores experimentales corregidos a 1480 rpm y a 990 rpm, como los valores teóricos a 990 rpm, se calcularán a partir de los valores experimentales utilizando las leyes de semejanza.



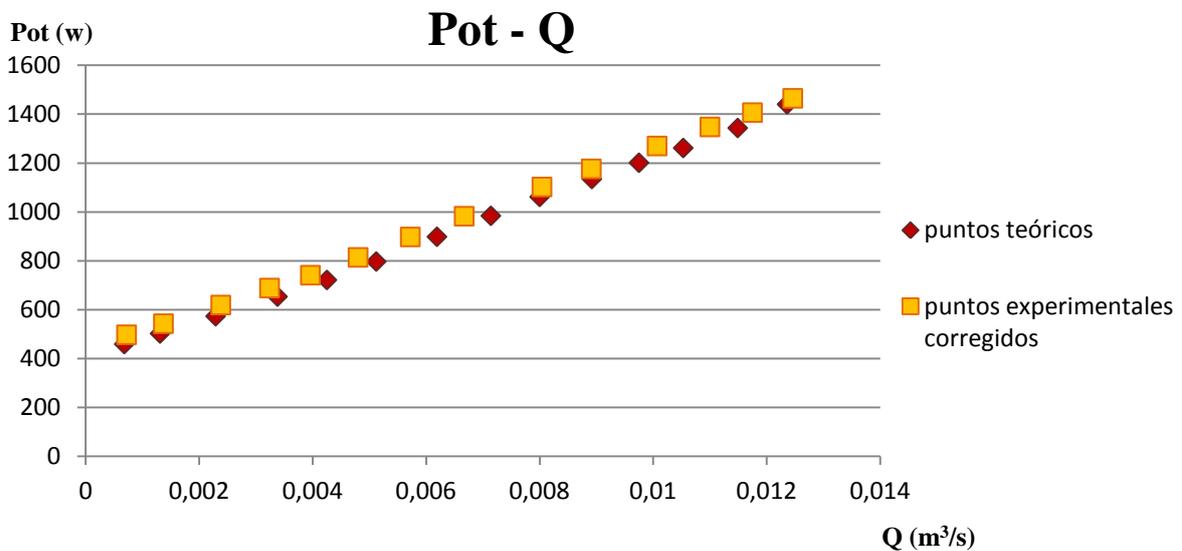
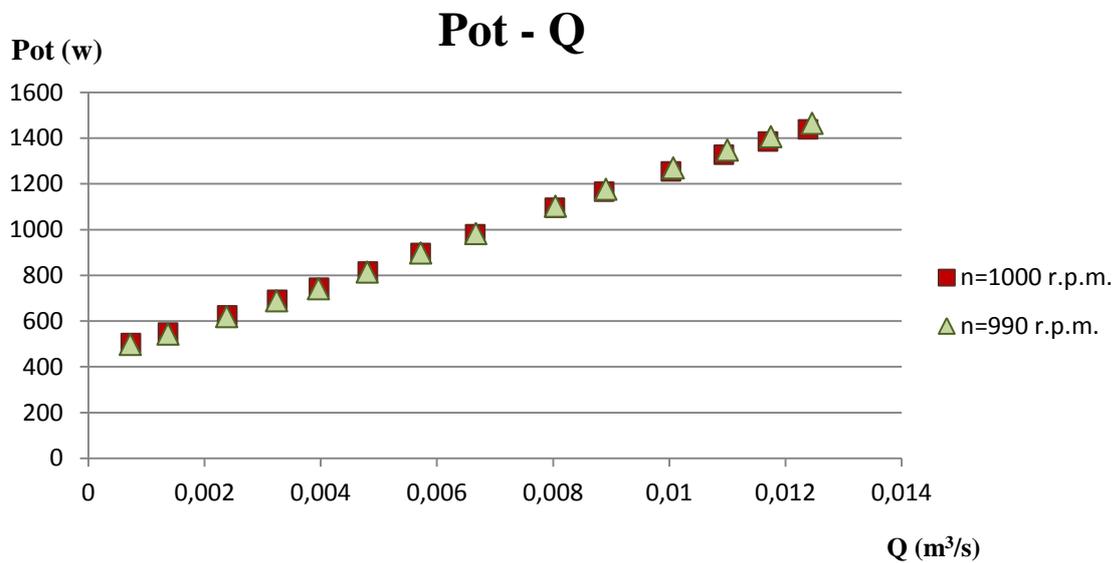
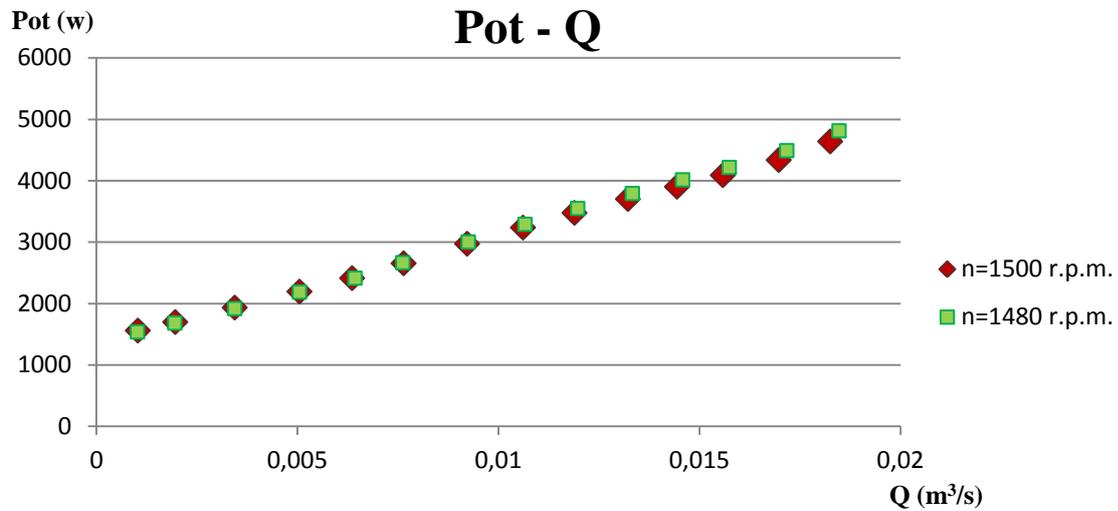
RESULTADOS: GRÁFICAS

Las gráficas obtenidas de la altura útil frente al caudal son las siguientes: H_b



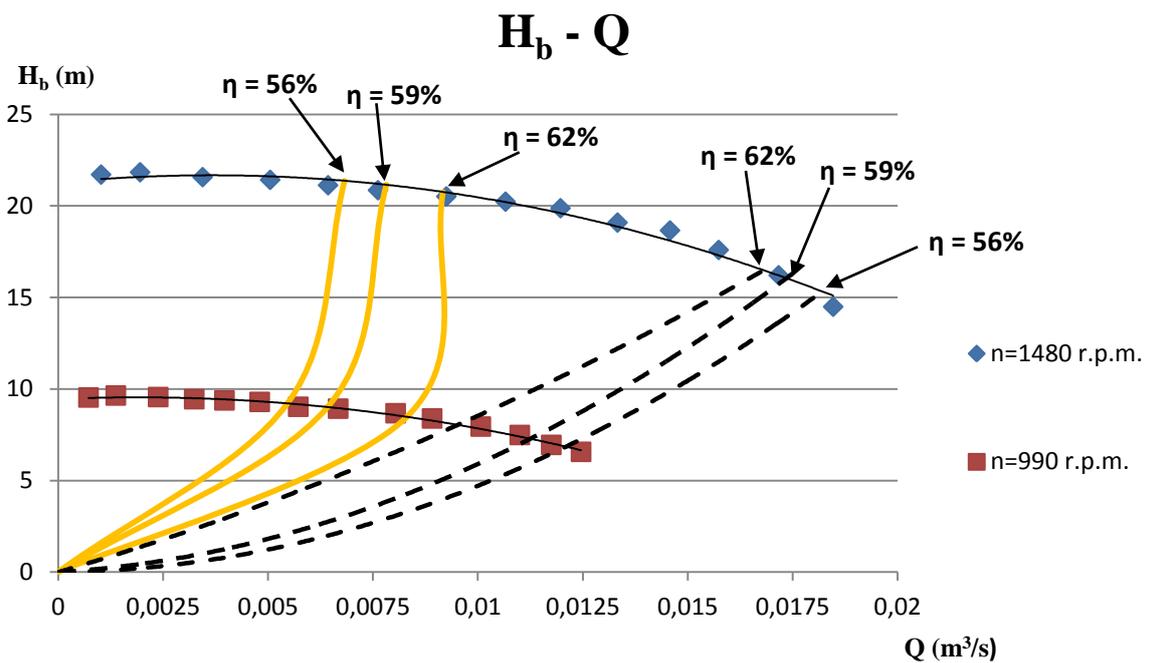
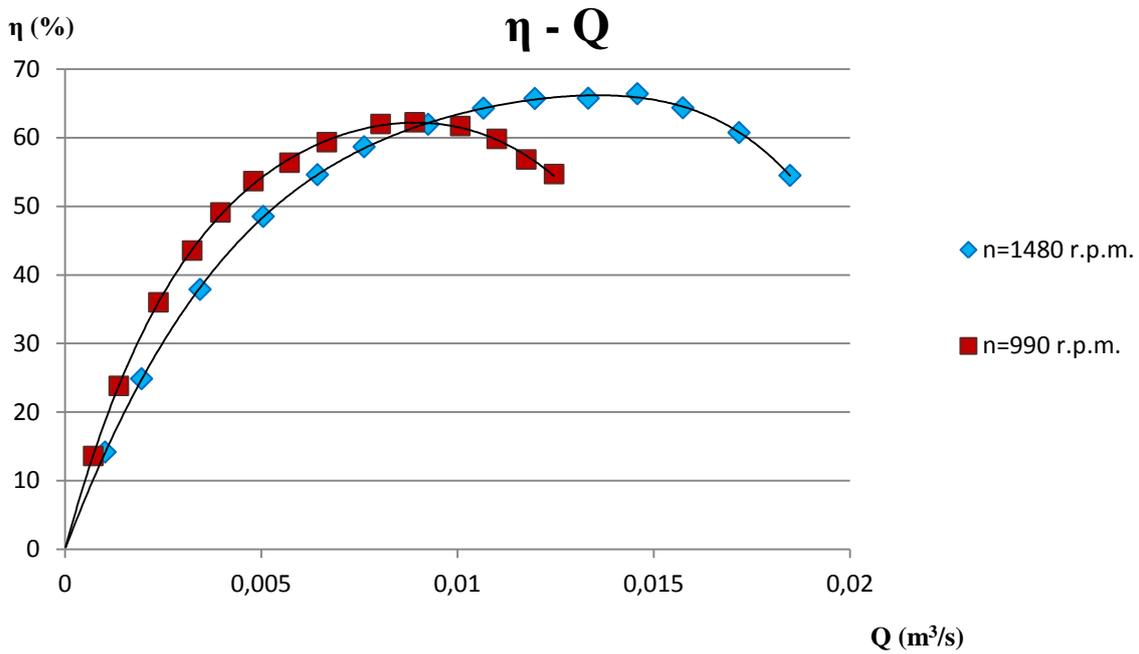


Las gráficas obtenidas de la potencia absorbida frente al caudal son las siguientes:





Las curvas obtenidas del rendimiento frente al caudal son las siguientes:



Nota: en la gráfica $H_b - Q$ las curvas en color amarillo son una aproximación de las líneas de regresión reales, debido a que ha sido imposible realizarlas adecuadamente por ordenador con tres puntos.



Conclusiones

A la vista de los resultados, podemos deducir que el grado de adecuación de las leyes de semejanza a la realidad es muy bueno, ya que tanto en el diagrama de la altura como en el de la potencia, las curvas teóricas de 1000 a 990 rpm y las experimentalmente corregidas de 1500 a 990 rpm, son prácticamente idénticas. Este ajuste es tan bueno debido a que establecemos la semejanza para la misma bomba, operando con el mismo fluido, cambiando únicamente el régimen de giro.

Por otra parte, en la gráfica $\eta - Q$ se observa al incrementarse la velocidad de giro de la bomba, un aumento del rendimiento máximo, y un desplazamiento del mismo hacia un caudal mayor. Sin embargo, para un mismo caudal, el rendimiento correspondiente a una velocidad de 990 rpm es mayor que el correspondiente a 1480 rpm, siempre que no se supere el caudal de diseño asociado al régimen de giro de 990 rpm.

Por último, de la gráfica $H_b - Q$ con las curvas de isorrendimiento, se puede apreciar que como únicamente se cambia la velocidad angular, los puntos homólogos están en parábolas ($H_b = \text{cte} \cdot Q^2$) que pasan por el origen.

PRÁCTICA 4

Cavitación en una bomba centrífuga



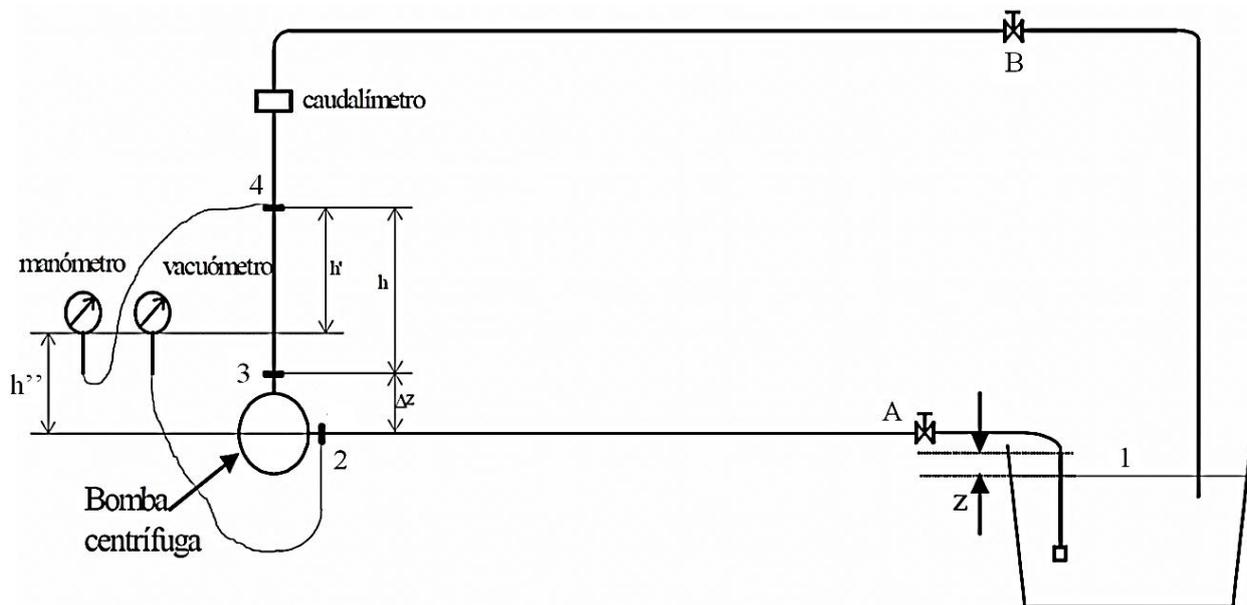
Práctica 4

CAVITACIÓN EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA

OBJETIVOS

- Obtener experimentalmente el $NPSH_d$ (Net Positive Suction Head disponible) de la instalación en su parte de aspiración, donde está instalada la bomba.
- Obtener el $NPSH_r$ (requerido) de la bomba en función del caudal para una velocidad nominal de $n = 1500$ rpm.
- Comparar los resultados obtenidos con los dados por el fabricante.

MONTAJE EXPERIMENTAL



FUNDAMENTO TEÓRICO

La cavitación en una bomba centrífuga se produce con la aparición y posterior colapso de cavidades en el fluido que atraviesa la bomba en la cara posterior de los álabes. Esto es debido a una caída de presión por debajo de la presión de vapor del líquido, a causa de la pérdida de carga (fricción, turbulencias) y al aumento de la energía cinética.

La presión mínima a la entrada de la bomba para evitar esta formación de burbujas y la posterior cavitación para un flujo determinado, se conoce como $NPSH_r$ (Net Positive Suction Head requerido).

La $NPSH$ disponible debe ser mayor que la $NPSH$ requerida para evitar la cavitación. Las causas más frecuentes de que esta condición no se cumpla son:

- Aumento de la pérdida de carga en la línea de aspiración, bien por obstrucción de la tubería o por funcionamiento de la bomba con la válvula de aspiración semicerrada.
- Aumento de la presión de vapor del líquido al aumentar su temperatura.

La cavitación se manifiesta como una reducción del rendimiento de la bomba, ruido excesivo, alta vibración y desgaste en algunos componentes de la bomba, sobre todo en los álabes (foto de la derecha).





NPSH_d (disponible)

La altura neta de entrada disponible (NPSH_d) es la altura de carga (energía específica por unidad de peso) que tiene el líquido a la entrada de la bomba (sección 2 en el dibujo del montaje) disminuida en la altura de "presión de vapor". Tomando la sección de entrada a la bomba como origen de alturas y poniendo la presión en unidades absolutas:

$$NPSH_d = \frac{P_2(abs)}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \left((z_2 - z_1) + h_{f_{1-2}} \right) - \frac{P_v}{\rho g}$$

El NPSH_d depende de la instalación en la aspiración, del líquido bombeado, de su temperatura y de la presión atmosférica. Como la altura de pérdidas $h_{f_{1-2}}$ es, aproximadamente, proporcional al cuadrado del caudal, el NPSH_d se podrá modelar con una expresión del tipo:

$$NPSH_d = a - b Q^2$$

Al ser una característica de la instalación, no de la bomba, depende de la apertura de la válvula A. Distintas aperturas de esta válvula significan distintas instalaciones.

Determinaremos el NPSH_d (disponible) correspondiente a la instalación con la **válvula A totalmente abierta**.

Expresión del NPSH_d :

$$NPSH_d = \frac{P_2(abs)}{\rho g} + \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 g D^4} - \frac{P_v}{\rho g} \quad (1)$$

Siendo: $P_v/(\rho g)$ del agua a

10° C = 0,12 m
15° C = 0,17 m
20° C = 0,25 m
25° C = 0,33 m
30° C = 0,44 m

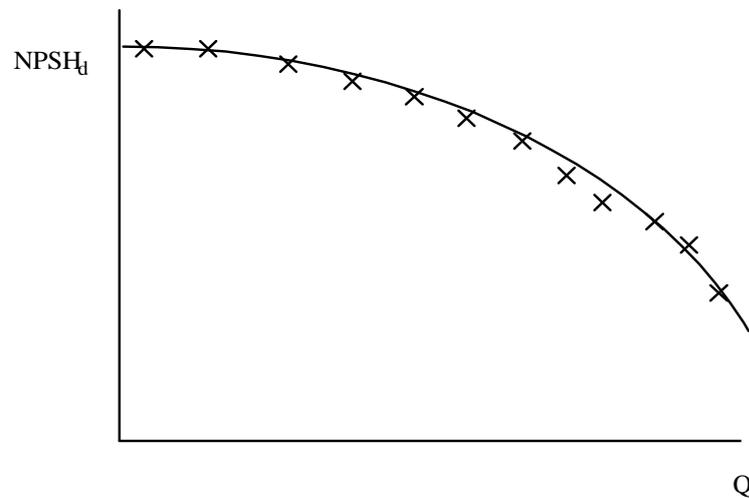
La tubería de aspiración es de PVC y tiene un diámetro interior: $D = 67,8$ mm

La presión absoluta a la entrada de la bomba la calcularemos de la siguiente manera:

$$\frac{P_2(abs)}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{P_{vacuó}}{\rho g} + h''$$

- La $P_{vacuó}$, negativa, viene en (kgf/cm^2) en el aparato de medida, un vacuómetro tipo Bourdon. La pasaremos al S.I. multiplicando el valor medido por 98000.
- La altura h'' entre la bomba y el vacuómetro es 0,35 m
- La P_{atm} la obtendremos mediante un barómetro de mercurio colocado en la primera columna del laboratorio, midiendo la altura de mercurio en mm y su temperatura, que será aproximadamente la del ambiente. En Pamplona, un valor medio ronda los 720 mm Hg.

Construimos la gráfica siguiente, correspondiente a la instalación de aspiración totalmente abierta.



NPSH_r (requerido)

La "altura neta de succión positiva" requerida por la bomba es la altura de carga mínima en la entrada (sección 2) que la bomba necesita para no cavitarse, disminuida en la altura de presión de vapor del líquido bombeado. Es algo que depende de la bomba, no de la instalación. Normalmente la proporciona el fabricante de la bomba.

$$NPSH_r = \left(\frac{P_2(abs)}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} \right)_{\text{mínimo}} - \frac{P_v}{\rho g}$$

En la definición anterior la entrada a la bomba se toma como origen de alturas.

Las medidas de la presión absoluta en la aspiración (entrada a la bomba) P_2 y la velocidad media V_2 en la entrada a la bomba, en la tubería de aspiración, se harán cuando la bomba esté trabajando en una situación **límite entre cavitarse y no cavitarse**.

Cuando la bomba cavita, el fluido bombeado es una mezcla de agua líquida, burbujas de vapor (debido a la muy pequeña parte del líquido que ha cambiado de estado) y burbujas de aire que el líquido tenía disuelto. La densidad del fluido bombeado, mientras está pasando por la bomba, es menor cuando cavita. La altura útil de la bomba expresada en metros de columna del fluido bombeado disminuirá debido a que disminuye el rendimiento hidráulico (mayor turbulencia por la presencia de burbujas).

En consecuencia, la altura de la bomba que medimos experimentalmente cuando la bomba cavita será menor que cuando no cavitaba, debido a que la expresamos en metros de columna de agua y no en metros de columna de agua con burbujas.

Se ha convenido internacionalmente que la situación límite entre cavitarse y no cavitarse, lo que también podríamos llamar de cavitación incipiente, se produce cuando la altura útil proporcionada por la bomba es un **3% menor** que la que daría sin cavitarse, con el mismo caudal, ambas expresadas en metros de columna de agua sin cavidades, sin burbujas.



En esa situación límite de cavitación incipiente, el $NPSH_r$ de la bomba coincide con el $NPSH_d$ de la instalación. Calculando el $NPSH_d$ en ese punto tendremos el $NPSH_r$.

$$NPSH_r = NPSH_d \text{ (en cavitación incipiente, definida por el 3\%)}$$

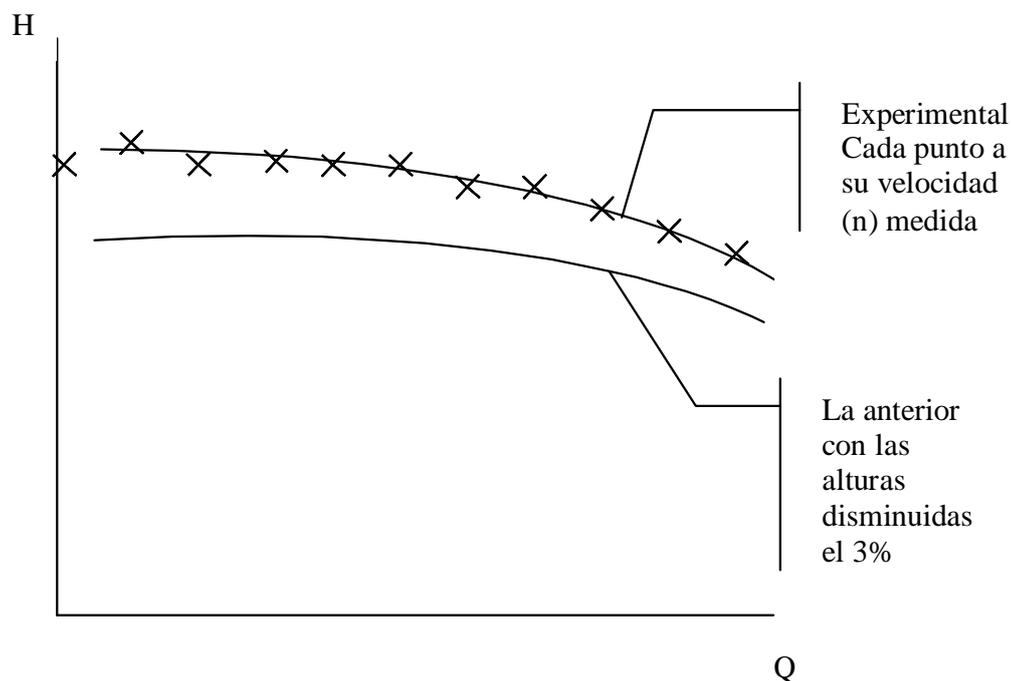
Como se necesita la curva característica $H - Q$, recordemos la altura de la bomba viene definida por la expresión:

$$H_b = \frac{P_{\text{manómetro}} + |P_{\text{vacuómetro}}|}{\rho g} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi} \right)^2 \left\{ \frac{1}{D_3^4} \left(1 + f \frac{L}{D_3} \right) - \frac{1}{D_2^4} \right\} \quad (2)$$

siendo un valor medio de $f \approx 0,02$ y $L=0,16$ m.

D_3 (tubería de impulsión)= 53,6 mm D_2 (tubería de aspiración)= 67,8 mm

Con la expresión (2) calcularemos la altura útil para una serie de puntos experimentales (datos recogidos en la práctica 6), y construiremos la gráfica ($H - Q$) y la deducida de ésta reduciendo las alturas un 3%.



La determinación experimental del $NPSH_r$ se puede realizar por dos métodos distintos.

Primer método: Variando el caudal para cada posición fija de la válvula de aspiración

Comenzamos con las válvulas en la aspiración y en la impulsión totalmente abiertas. En esta situación la bomba no puede dar caudales suficientemente grandes como para producir cavitación. Estrangulando poco a poco las válvulas de impulsión (válvulas B) barreos los caudales posibles desde el máximo hasta cero, y midiendo: caudales, presión en el vacuómetro, en el manómetro, y velocidad de la bomba, obtenemos la curva característica (H-Q) en condiciones normales, sin cavitación, cada punto estará referido a la velocidad (n) que se haya medido. **(Este paso no se realizará, pues como ya se ha indicado, se tomarán los datos de la práctica 6)**

A continuación, estrangulamos parcialmente la válvula de aspiración (válvula A), de modo que, con las válvulas de impulsión totalmente abiertas, se vea que la bomba cavita de forma clara (se notará en el aspecto lechoso del agua en la tubería de aspiración, y en el mayor ruido producido por la bomba.)



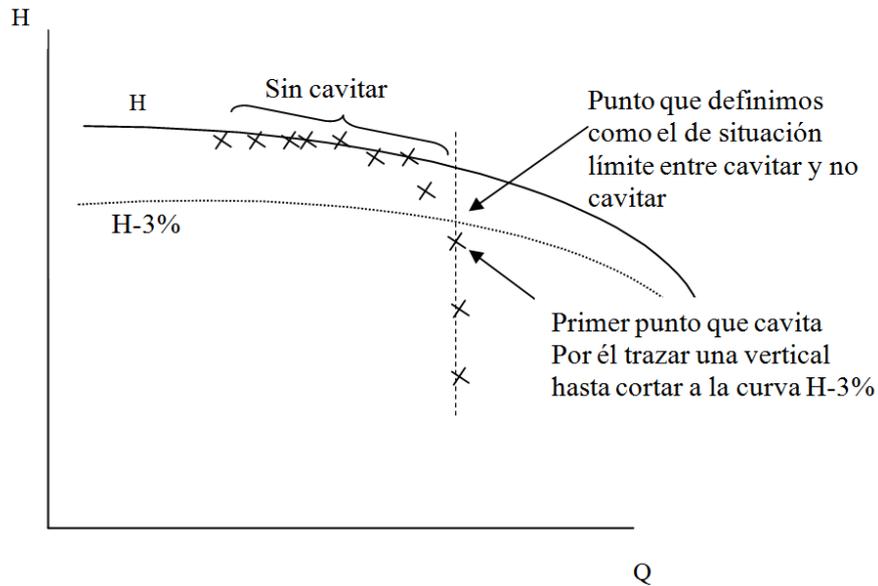
En estas fotografías se observa la diferencia que hay, en la tubería de aspiración, entre una situación de cavitación de la bomba (fotografía de la derecha), y una situación de no cavitación (fotografía de la izquierda).

Con esta estrangulación en la aspiración (válvula A) **fija**, vamos estrangulando progresivamente las válvulas de impulsión hasta que la bomba, claramente, deje de cavitarse. Para tener un mayor número de datos de la bomba sin cavitarse, las válvulas de impulsión se cerrarán hasta que el caudal sea en torno a $10 \text{ m}^3/\text{h}$ menor que el de cavitación. A partir de este momento tomaremos datos del caudal, presiones a la entrada y salida de la bomba, velocidad de la bomba, a medida que aumentamos, poco a poco el caudal (de 2 en $2 \text{ m}^3/\text{h}$ aproximadamente), abriendo las válvulas de impulsión, hasta hacer cavitarse la bomba. Una vez que se alcanza la cavitación, se seguirán cerrando las válvulas de impulsión, hasta tomar los valores de otros 3 o 4 puntos (en estos se observará que el caudal apenas varía).

Al aumentar el caudal, los puntos experimentales, irán recorriendo la curva característica (H-Q) mientras no haya cavitación. Cuando ésta comience, la bomba no será capaz de producir las alturas de la curva característica, y los puntos experimentales se situarán por debajo de la curva (H-Q).



Construiremos una gráfica como la siguiente:



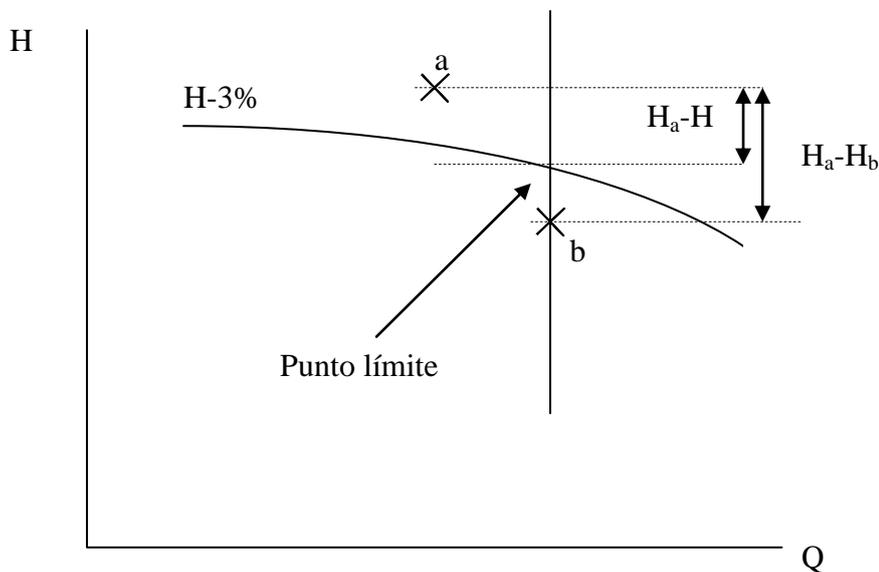
En esta gráfica, la curva (H - Q) y los puntos experimentales corresponden a la velocidad (n) que en cada punto hayamos medido.

Por el punto experimental que esté más cercano a la curva (H-3%) y por debajo de ella, trazamos una línea vertical. La intersección entre esta vertical y la curva (H-3%) lo tomamos como el punto que define la situación límite entre la cavitación y la no cavitación. Esta elección está basada en lo que indica la experiencia. Los puntos obtenidos por debajo de la curva (H-3%) están aproximadamente en una misma vertical ($Q \approx \text{cte}$).

El $NPSH_r$ (requerido) lo calculamos con los datos correspondientes a ese punto límite.

El caudal del punto límite, será el mismo que el del punto inmediatamente por debajo de la curva (H-3%), por el que se ha trazado la vertical.

La presión del vacuómetro y la velocidad de la bomba las obtendremos por interpolación lineal entre los dos puntos experimentales más cercanos al punto límite, el inmediatamente por encima y el inmediatamente por debajo de la curva (H-3%).





La presión del vacuómetro en el punto límite sería, aproximadamente:

$$\frac{P(\text{vacuómetro, punto}(a)) - P(\text{vac.}(b))}{P(\text{vacuómetro, punto}(a)) - P(\text{vac.}(\text{lím ite}))} = \frac{H(a) - H(b)}{H(a) - H(\text{lím ite})}$$

Despejamos la presión que habría indicado el vacuómetro en el punto límite, si éste hubiera sido experimentado.

La velocidad de la bomba en el punto límite sería, aproximadamente:

$$\frac{n(\text{punto}(a)) - n(b)}{n(\text{punto}(a)) - n(\text{lím ite})} = \frac{H(a) - H(b)}{H(a) - H(\text{lím ite})}$$

Despejamos la velocidad que habría tenido la bomba en el punto límite, si éste hubiera sido experimentado.

Con los datos obtenidos calculamos el $NPSH_r$ (requerido) para ese caudal.

$$NPSH_{requerido} = \frac{P_{atmosférica}}{\gamma} + \frac{P_{vacuómetro}(\text{lím ite})}{\gamma} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi D^2} \right)_{\text{lím ite}}^2 + h'' - \frac{P_{vapor}}{\gamma}$$

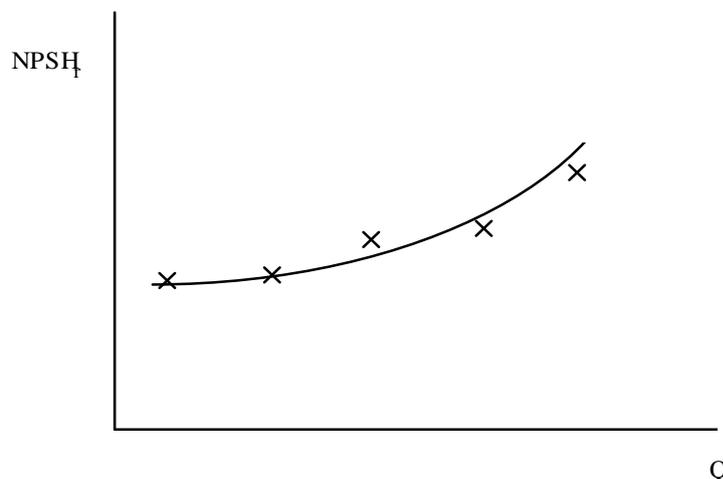
El $NPSH_r$ calculado corresponde al caudal Q y a la velocidad n del punto límite. Nos interesa calcular el $NPSH_r$ en función del caudal, para una velocidad de referencia, común para todos los puntos. Ésta puede ser un valor medio de las velocidades medidas, pero en nuestro caso tomaremos 1480 rpm.

Convertimos el $NPSH_r$ y el caudal Q obtenidos experimentalmente, a los que habríamos obtenido a la velocidad de referencia de 1480 rpm.

$$\frac{NPSH_{requerido}(n)}{NPSH_{requerido}(1480)} = \left(\frac{n}{1480} \right)^2 \quad \frac{Q(n)}{Q(1480)} = \frac{n}{1480}$$

Ya hemos calculado un punto de la curva ($NPSH_r - Q$) a 1480 rpm correspondiente a una primera posición fija de la válvula de aspiración.

Cerrando un poco más la válvula de aspiración obtenemos una segunda posición, y con ella un segundo punto de la curva ($NPSH_r - Q$) a 1480 rpm. Y así sucesivamente hasta obtener varios puntos. Con estos puntos se construirá la curva ($NPSH_r - Q$) para una velocidad de la bomba de $n=1480$ rpm.





Tablas correspondientes a una tercera posición fija de la válvula de aspiración.

$P_{\text{manómetro}}$ (kgf/cm ²)	$P_{\text{vacuómetro}}$ (kgf/cm ²)	Q (m ³ /h)	n (rpm)	H (m)

Punto límite					1480 rpm		1430 rpm	
Q (m ³ /s)	H (m)	$P_{\text{vacuómetro}}$ (kgf/cm ²)	n (rpm)	$NPSH_r$ (m)	Q (m ³ /s)	$NPSH_r$ (m)	Q (m ³ /s)	$NPSH_r$ (m)

Tabla correspondiente a una cuarta posición fija de la válvula de aspiración.

$P_{\text{manómetro}}$ (kgf/cm ²)	$P_{\text{vacuómetro}}$ (kgf/cm ²)	Q (m ³ /h)	n (rpm)	H (m)

Punto límite					1480 rpm		1430 rpm	
Q (m ³ /s)	H (m)	$P_{\text{vacuómetro}}$ (kgf/cm ²)	n (rpm)	$NPSH_r$ (m)	Q (m ³ /s)	$NPSH_r$ (m)	Q (m ³ /s)	$NPSH_r$ (m)

Segundo método: caudal constante, aumentando las pérdidas de carga en la tubería de aspiración

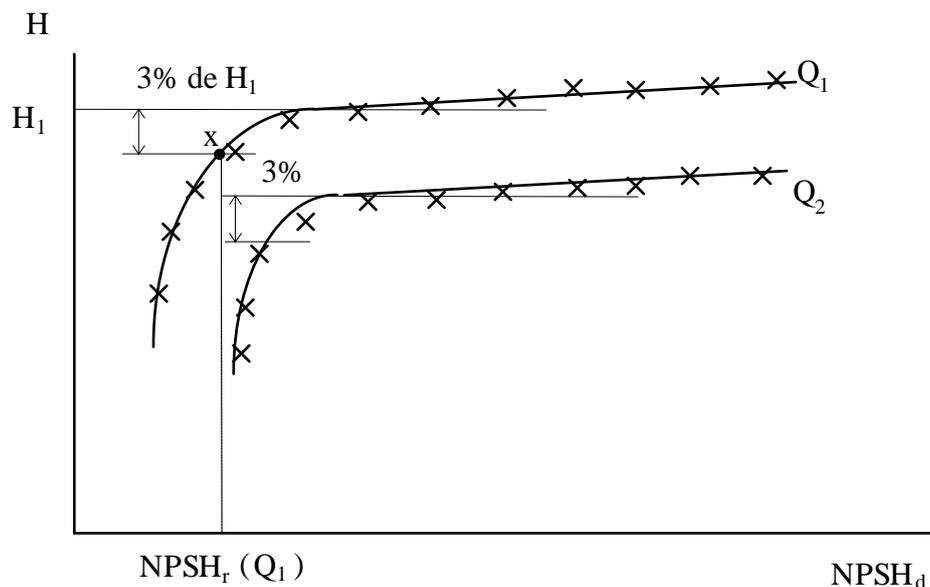
En un punto de operación de la bomba elegido, para un caudal Q , se va disminuyendo la presión en la aspiración. En nuestra experiencia lo haremos estrangulando la válvula A, a pesar de no ser la mejor manera, pues debería hacerse bajando el nivel del tanque (1) ó disminuyendo la presión, mediante una bomba de vacío, en un depósito de aspiración cerrado.

Al estrangular la válvula A, el punto de operación se habrá movido hacia caudales menores. Posteriormente se abrirá la válvula B hasta recuperar el caudal Q , y, por tanto, el punto de operación.

Cuando la bomba empieza a cavitarse, con el caudal elegido, ya no podremos conservar la altura (H) correspondiente, y ésta disminuirá. Cuando haya disminuido un 3% se considera que la cavitación ha comenzado y en esta situación, nada fácil de precisar, hemos de conocer la presión en la aspiración $\frac{P_2(abs)}{\gamma}$ y el caudal elegido.

Para calcular el NPSHr que corresponde a un caudal haremos lo siguiente:

Construiremos una gráfica (H útil de la bomba - NPSH_d) para cada caudal elegido.



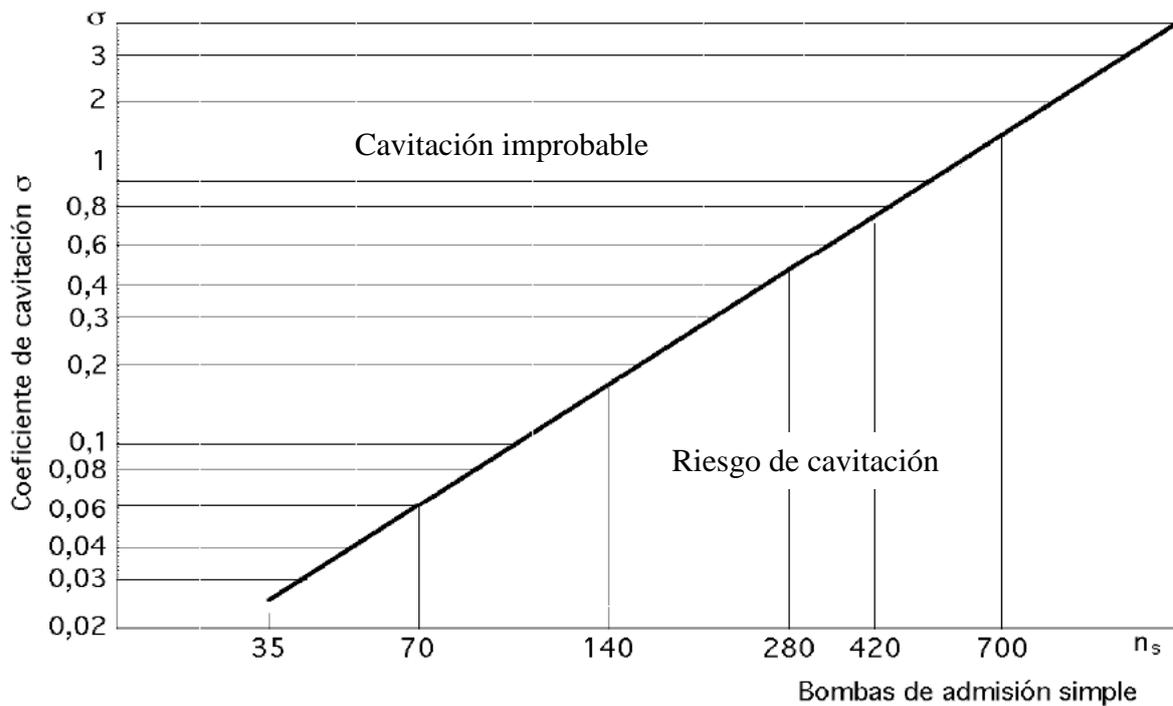
A medida que estrangulamos la válvula A, irá disminuyendo el NPSH_d y la altura H de la bomba disminuirá ligeramente debido al aire que inevitablemente lleva disuelto el agua (prescindiremos de este ligero descenso). Cuando comience la cavitación se observará una rápida disminución de H . El NPSH_d en ese punto x (ver gráfica) coincide con el NPSH_r de la bomba para ese caudal.

COEFICIENTE DE CAVITACIÓN O DE THOMA (σ)

Se define como el cociente entre el NPSH requerido y la altura de la bomba, en el punto de máximo rendimiento.

$$\sigma = \frac{NPSH_r}{H} \Bigg\}_{\eta \text{ máx}}$$

Es un parámetro indicativo del margen de seguridad del funcionamiento de la bomba con respecto a la cavitación.



Si el coeficiente σ está por encima de la recta diagonal que divide la gráfica $\sigma - n_s$, es poco probable que la bomba cavite, mientras que si está por debajo, existe un riesgo alto de cavitación.

La velocidad específica (n_s) se calcula de la manera siguiente:

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{Pot_{eje}}}{H^{\frac{5}{4}}} \Bigg\}_{\eta \text{ máx}}$$

Donde:

n : es el régimen de giro, en rpm, en el punto de máximo rendimiento.

Pot_{eje} : es la potencia útil de la bomba (ρgQH) en el punto de máximo rendimiento, expresado en CV.

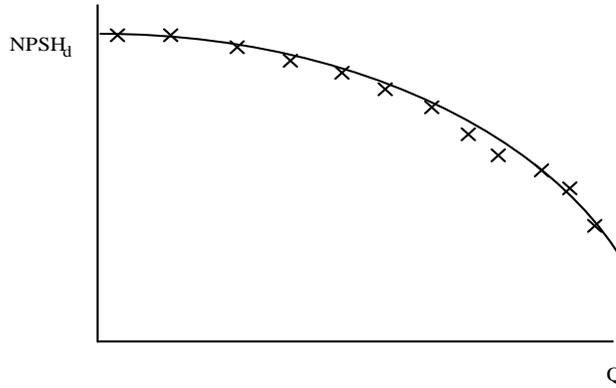
H : es la altura útil de la bomba en el punto de máximo rendimiento, expresada en metros.

Si entre los puntos experimentales no está el punto de diseño de la bomba, el de máximo rendimiento, tendremos que interpolar o extrapolar para obtener el coeficiente de cavitación y la velocidad específica n_s , y así dibujar el punto correspondiente a nuestra bomba en el diagrama anterior, comparando nuestra bomba con el comportamiento estándar dado en la bibliografía.

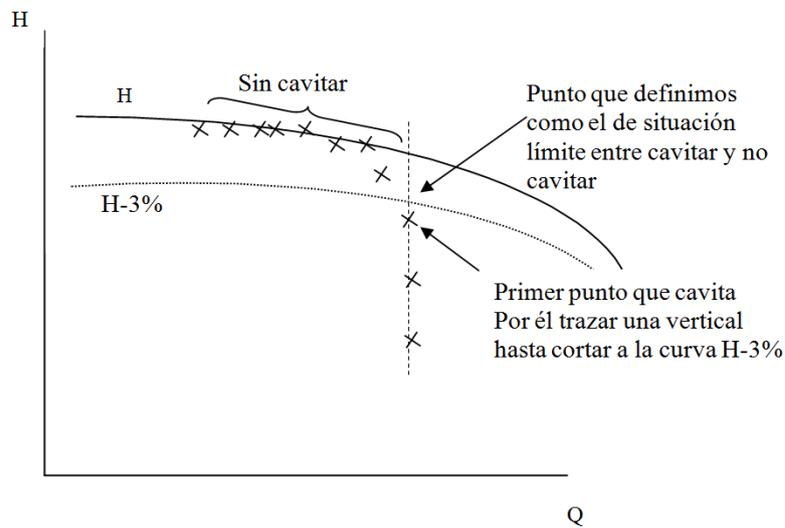


TRABAJO A REALIZAR

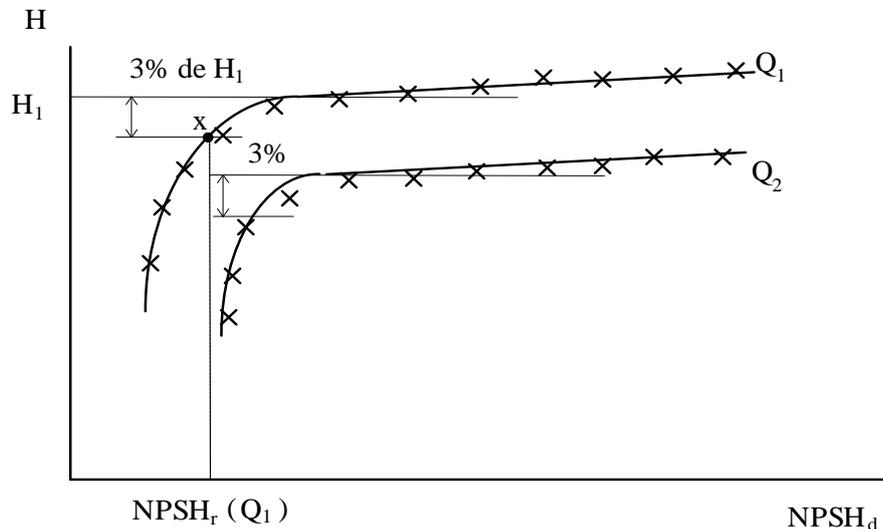
- Rellenar las tablas de datos medidos y calculados.
- Dibujar las gráficas siguientes:
- Gráfica $NPSH_d - Q$ a partir de los datos de la práctica de las curvas características de una bomba:



- Gráficas $H - Q$ a partir del primer método, para cada posición de la válvula de aspiración:

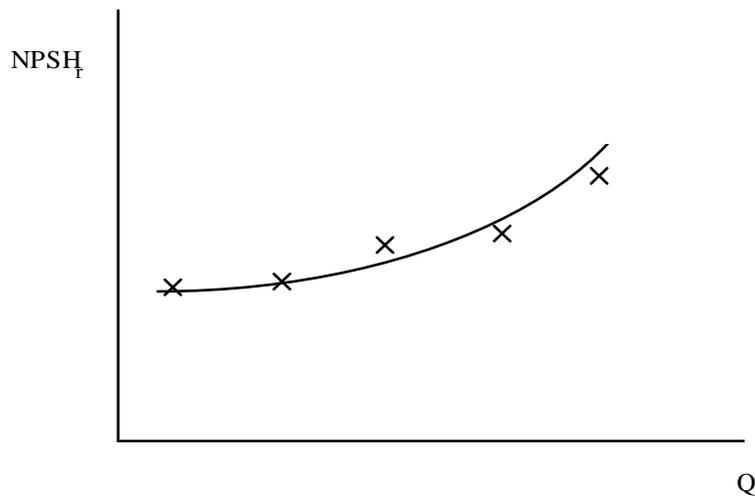


- Gráfica $H - NPSH_d$ a partir del segundo método, para determinar el punto de cavitación para cada caudal:

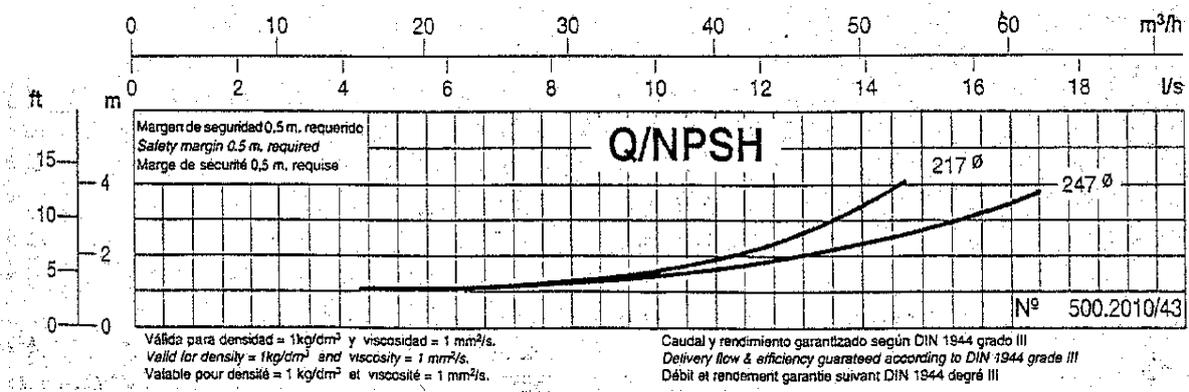




- Gráfica $NPSH_r - Q$ a la velocidad de 1480 rpm:



- Comparar también los resultados obtenidos con los dados por el fabricante, cuyas gráficas se adjuntan, dibujando en ellas los puntos experimentales $NPSH_r$. No olvidar que el fabricante ha dado las curvas a 1430 rpm y para diámetros del rodete o impulsor de 247mm o 217mm. Nuestra bomba ensayada tiene un diámetro de 241mm.
- Comparar los datos obtenidos con la gráfica $\sigma - n_s$.
- Comentarios e interpretación de los resultados.





PRÁCTICA 4

(Guión para el profesor)

Cavitación en una bomba centrífuga



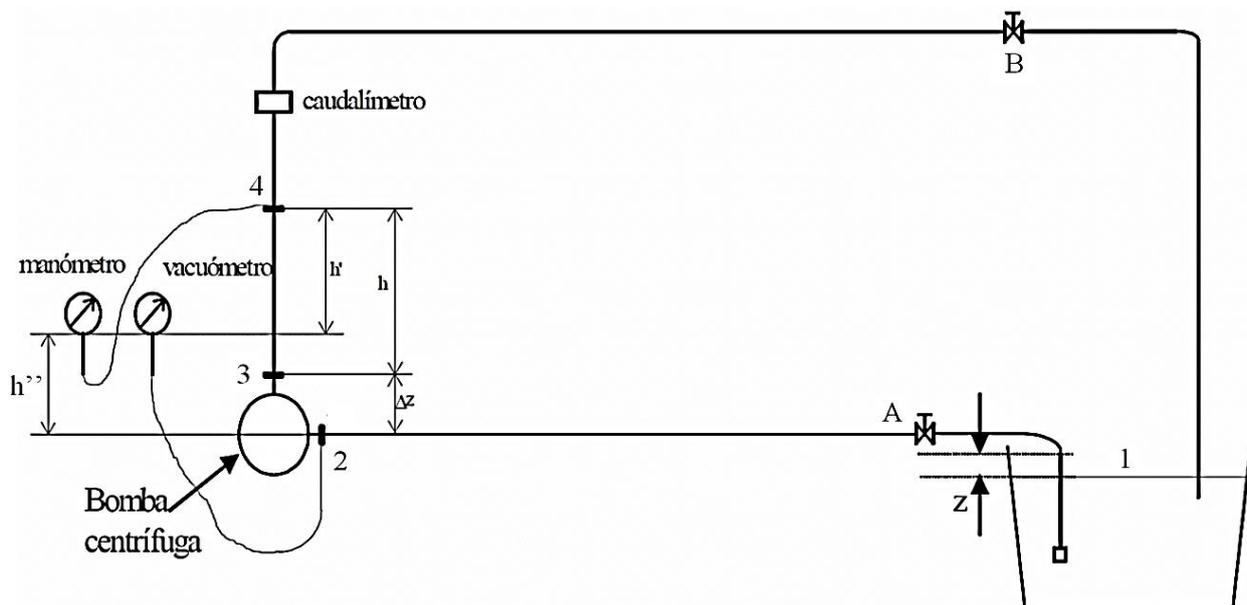
Práctica 4

CAVITACIÓN EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA

OBJETIVOS

- Obtener experimentalmente el $NPSH_d$ (Net Positive Suction Head disponible) de la instalación en su parte de aspiración, donde está instalada la bomba.
- Obtener el $NPSH_r$ (requerido) de la bomba en función del caudal para una velocidad nominal de $n = 1500$ rpm.
- Comparar los resultados obtenidos con los dados por el fabricante.

MONTAJE EXPERIMENTAL



FUNDAMENTO TEÓRICO

La cavitación en una bomba centrífuga se produce con la aparición y posterior colapso de cavidades en el fluido que atraviesa la bomba en la cara posterior de los álabes. Esto es debido a una caída de presión por debajo de la presión de vapor del líquido, a causa de la pérdida de carga (fricción, turbulencias) y al aumento de la energía cinética.

La presión mínima a la entrada de la bomba para evitar esta formación de burbujas y la posterior cavitación para un flujo determinado, se conoce como $NPSH_r$ (Net Positive Suction Head requerido).

La $NPSH$ disponible debe ser mayor que la $NPSH$ requerida para evitar la cavitación. Las causas más frecuentes de que esta condición no se cumpla son:

- Aumento de la pérdida de carga en la línea de aspiración, bien por obstrucción de la tubería o por funcionamiento de la bomba con la válvula de aspiración semicerrada.
- Aumento de la presión de vapor del líquido al aumentar su temperatura.

La cavitación se manifiesta como una reducción del rendimiento de la bomba, ruido excesivo, alta vibración y desgaste en algunos componentes de la bomba, sobre todo en los álabes (foto de la derecha).





NPSH_d (disponible)

La altura neta de entrada disponible (NPSH_d) es la altura de carga (energía específica por unidad de peso) que tiene el líquido a la entrada de la bomba (sección 2 en el dibujo del montaje) disminuida en la altura de "presión de vapor". Tomando la sección de entrada a la bomba como origen de alturas y poniendo la presión en unidades absolutas:

$$NPSH_d = \frac{P_2(abs)}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{P_v}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \left((z_2 - z_1) + h_{f_{1-2}} \right) - \frac{P_v}{\rho g}$$

El NPSH_d depende de la instalación en la aspiración, del líquido bombeado, de su temperatura y de la presión atmosférica. Como la altura de pérdidas $h_{f_{1-2}}$ es, aproximadamente, proporcional al cuadrado del caudal, el NPSH_d se podrá modelar con una expresión del tipo:

$$NPSH_d = a - b \cdot Q^2$$

Al ser una característica de la instalación, no de la bomba, depende de la apertura de la válvula A. Distintas aperturas de esta válvula significan distintas instalaciones.

Determinaremos el NPSH_d (disponible) correspondiente a la instalación con la **válvula A totalmente abierta**.

Expresión del NPSH_d :

$$NPSH_d = \frac{P_2(abs)}{\rho g} + \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 g D^4} - \frac{P_v}{\rho g} \quad (1)$$

Siendo: $P_v/(\rho g)$ del agua a

10° C = 0,12 m
15° C = 0,17 m
20° C = 0,25 m
25° C = 0,33 m
30° C = 0,44 m

La tubería de aspiración es de PVC y tiene un diámetro interior: $D = 67,8$ mm

La presión absoluta a la entrada de la bomba la calcularemos de la siguiente manera:

$$\frac{P_2(abs)}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{P_{vacuó}}{\rho g} + h''$$

- La $P_{vacuó}$, negativa, viene en (kgf/cm^2) en el aparato de medida, un vacuómetro tipo Bourdon. La pasaremos al S.I. multiplicando el valor medido por 98000.
- La altura h'' entre la bomba y el vacuómetro es 0,35 m
- La P_{atm} la obtendremos mediante un barómetro de mercurio colocado en la primera columna del laboratorio, midiendo la altura de mercurio en mm y su temperatura, que será aproximadamente la del ambiente. En Pamplona, un valor medio ronda los 720 mm Hg.



$$H = 731 \text{ mm Hg (local, no estándar)}$$

$$t^{\text{a}}_{\text{ambiente}} = 21,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Esta altura la tenemos que transformar a la que tendríamos si el mercurio estuviera a 0°C y fuera atraído por una g estándar, obteniendo así los mm de mercurio estándar, que son unidades de presión, siendo:

$$g \text{ (estándar)} = 9,80665 \text{ m/s}^2 \quad \text{y} \quad g \text{ (Pamplona)} = 9,803 \text{ m/s}^2 .$$

La corrección viene dada por la siguiente expresión:

$$P_{\text{atm}} \text{ (mm Hg ó Torr)} = H - 0,3 - 0,0000171 \cdot H \cdot t^{\text{a}} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$$

obteniendo un valor de:

$$P_{\text{atm}} = 728,01 \text{ mm Hg (Torr)} = 95791,1 \text{ Pa}$$

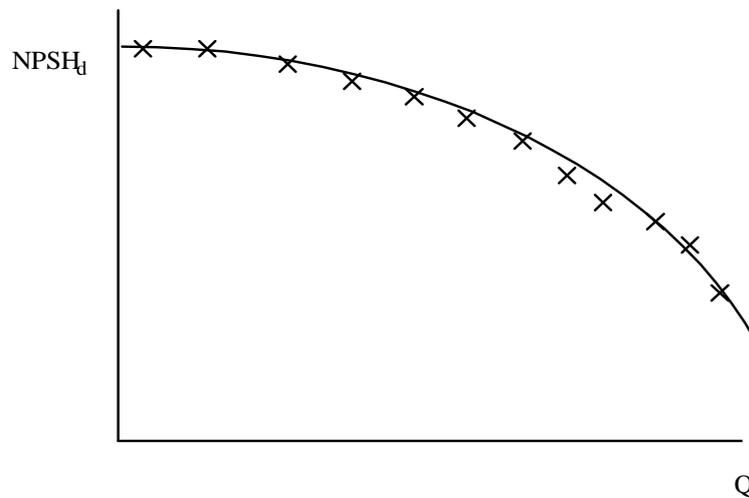
Recordar que 760 mm Hg (puro, a 0°C y con una g estándar) = $1013,25 \text{ mbar}$.

TABLA DE DATOS MEDIDOS Y CALCULADOS

Con la ecuación 1 y los valores de Q y $P_{\text{vacuó}}$ recogidos en la práctica 6 rellenamos la siguiente tabla.

Q (m ³ /h)	P _{vacuómetro} (kgf/cm ²)	NPSH _d (m)
65,6	-0,8	3,150
60,7	-0,6925	4,038
55,7	-0,6	4,788
50,8	-0,5125	5,505
45,9	-0,4325	6,162
40,6	-0,3575	6,773
35,6	-0,2925	7,308
30,7	-0,24	7,735
25,6	-0,2	8,049
20,6	-0,1675	8,304
15,8	-0,14	8,526
10,4	-0,12	8,683
5,7	-0,105	8,810

Construimos la gráfica siguiente, correspondiente a la instalación de aspiración totalmente abierta.



NPSH_r (requerido)

La "altura neta de succión positiva" requerida por la bomba es la altura de carga mínima en la entrada (sección 2) que la bomba necesita para no cavitarse, disminuida en la altura de presión de vapor del líquido bombeado. Es algo que depende de la bomba, no de la instalación. Normalmente la proporciona el fabricante de la bomba.

$$NPSH_r = \left(\frac{P_2(\text{abs})}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} \right)_{\text{mínimo}} - \frac{P_v}{\rho g}$$

En la definición anterior la entrada a la bomba se toma como origen de alturas.

Las medidas de la presión absoluta en la aspiración (entrada a la bomba) P_2 y la velocidad media V_2 en la entrada a la bomba, en la tubería de aspiración, se harán cuando la bomba esté trabajando en una situación **límite entre cavitarse y no cavitarse**.

Cuando la bomba cavita, el fluido bombeado es una mezcla de agua líquida, burbujas de vapor (debido a la muy pequeña parte del líquido que ha cambiado de estado) y burbujas de aire que el líquido tenía disuelto. La densidad del fluido bombeado, mientras está pasando por la bomba, es menor cuando cavita. La altura útil de la bomba expresada en metros de columna del fluido bombeado disminuirá debido a que disminuye el rendimiento hidráulico (mayor turbulencia por la presencia de burbujas).

En consecuencia, la altura de la bomba que medimos experimentalmente cuando la bomba cavita será menor que cuando no cavitaba, debido a que la expresamos en metros de columna de agua y no en metros de columna de agua con burbujas.

Se ha convenido internacionalmente que la situación límite entre cavitarse y no cavitarse, lo que también podríamos llamar de cavitación incipiente, se produce cuando la altura útil proporcionada por la bomba es un **3% menor** que la que daría sin cavitarse, con el mismo caudal, ambas expresadas en metros de columna de agua sin cavidades, sin burbujas.



En esa situación límite de cavitación incipiente, el $NPSH_r$ de la bomba coincide con el $NPSH_d$ de la instalación. Calculando el $NPSH_d$ en ese punto tendremos el $NPSH_r$.

$$NPSH_r = NPSH_d \text{ (en cavitación incipiente, definida por el 3\%)}$$

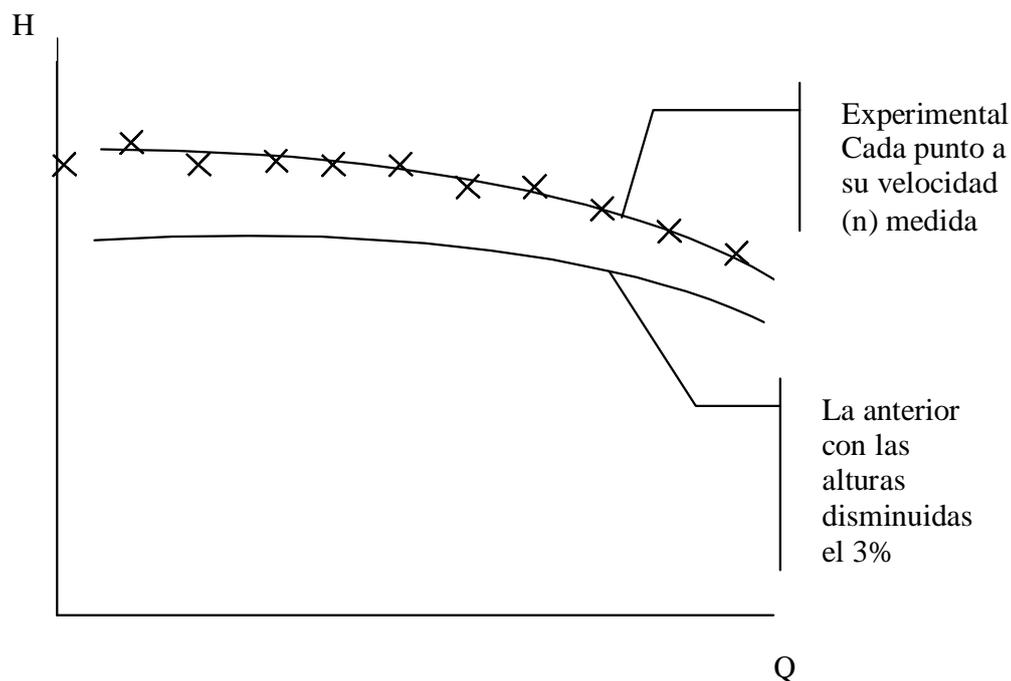
Como se necesita la curva característica $H - Q$, recordemos la altura de la bomba viene definida por la expresión:

$$H_b = \frac{P_{\text{manómetro}} + |P_{\text{vacuómetro}}|}{\rho g} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi} \right)^2 \left\{ \frac{1}{D_3^4} \left(1 + f \frac{L}{D_3} \right) - \frac{1}{D_2^4} \right\} \quad (2)$$

siendo un valor medio de $f \approx 0,02$ y $L=0,16$ m.

D_3 (tubería de impulsión)= 53,6 mm D_2 (tubería de aspiración)= 67,8 mm

Con la expresión (2) calcularemos la altura útil para una serie de puntos experimentales (datos recogidos en la práctica 6), y construiremos la gráfica ($H - Q$) y la deducida de ésta reduciendo las alturas un 3%.



La determinación experimental del $NPSH_r$ se puede realizar por dos métodos distintos.

Primer método: Variando el caudal para cada posición fija de la válvula de aspiración

Comenzamos con las válvulas en la aspiración y en la impulsión totalmente abiertas. En esta situación la bomba no puede dar caudales suficientemente grandes como para producir cavitación. Estrangulando poco a poco las válvulas de impulsión (válvulas B) barreos los caudales posibles desde el máximo hasta cero, y midiendo: caudales, presión en el vacuómetro, en el manómetro, y velocidad de la bomba, obtenemos la curva característica (H-Q) en condiciones normales, sin cavitación, cada punto estará referido a la velocidad (n) que se haya medido. **(Este paso no se realizará, pues como ya se ha indicado, se tomarán los datos de la práctica 6)**

A continuación, estrangulamos parcialmente la válvula de aspiración (válvula A), de modo que, con las válvulas de impulsión totalmente abiertas, se vea que la bomba cavita de forma clara (se notará en el aspecto lechoso del agua en la tubería de aspiración, y en el mayor ruido producido por la bomba.)



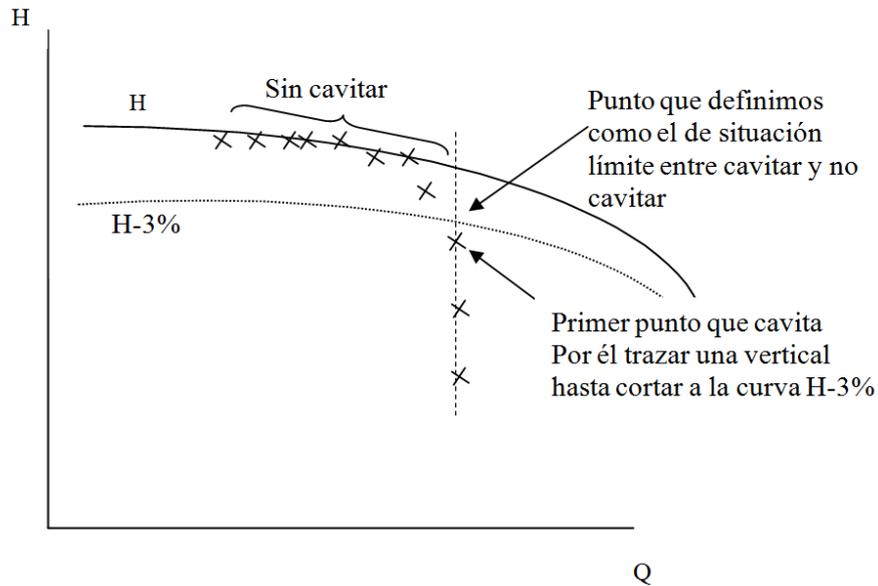
En estas fotografías se observa la diferencia que hay, en la tubería de aspiración, entre una situación de cavitación de la bomba (fotografía de la derecha), y una situación de no cavitación (fotografía de la izquierda).

Con esta estrangulación en la aspiración (válvula A) **fija**, vamos estrangulando progresivamente las válvulas de impulsión hasta que la bomba, claramente, deje de cavitarse. Para tener un mayor número de datos de la bomba sin cavitarse, las válvulas de impulsión se cerrarán hasta que el caudal sea en torno a $10 \text{ m}^3/\text{h}$ menor que el de cavitación. A partir de este momento tomaremos datos del caudal, presiones a la entrada y salida de la bomba, velocidad de la bomba, a medida que aumentamos, poco a poco el caudal (de 2 en $2 \text{ m}^3/\text{h}$ aproximadamente), abriendo las válvulas de impulsión, hasta hacer cavitarse la bomba. Una vez que se alcanza la cavitación, se seguirán cerrando las válvulas de impulsión, hasta tomar los valores de otros 3 o 4 puntos (en estos se observará que el caudal apenas varía).

Al aumentar el caudal, los puntos experimentales, irán recorriendo la curva característica (H-Q) mientras no haya cavitación. Cuando ésta comience, la bomba no será capaz de producir las alturas de la curva característica, y los puntos experimentales se situarán por debajo de la curva (H-Q).



Construiremos una gráfica como la siguiente:



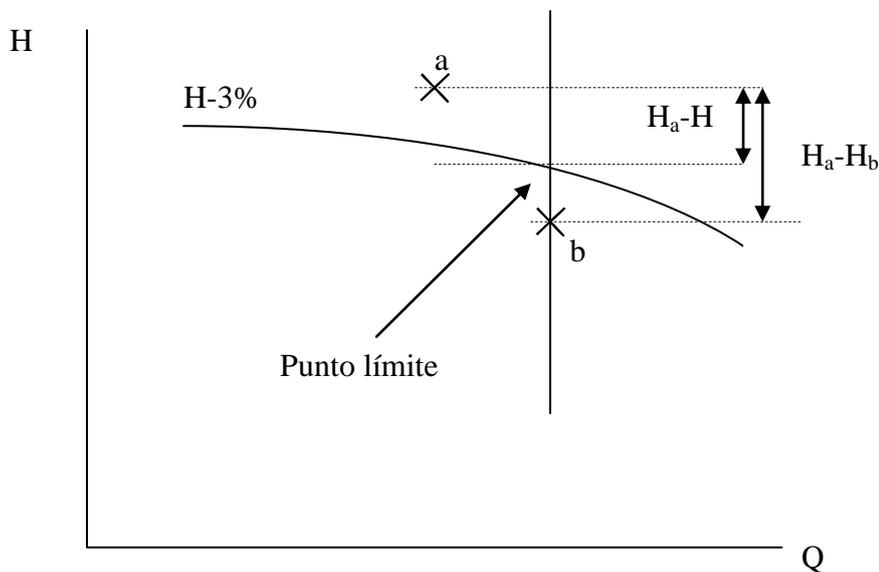
En esta gráfica, la curva (H - Q) y los puntos experimentales corresponden a la velocidad (n) que en cada punto hayamos medido.

Por el punto experimental que esté más cercano a la curva (H-3%) y por debajo de ella, trazamos una línea vertical. La intersección entre esta vertical y la curva (H-3%) lo tomamos como el punto que define la situación límite entre la cavitación y la no cavitación. Esta elección está basada en lo que indica la experiencia. Los puntos obtenidos por debajo de la curva (H-3%) están aproximadamente en una misma vertical ($Q \approx \text{cte}$).

El $NPSH_r$ (requerido) lo calculamos con los datos correspondientes a ese punto límite.

El caudal del punto límite, será el mismo que el del punto inmediatamente por debajo de la curva (H-3%), por el que se ha trazado la vertical.

La presión del vacuómetro y la velocidad de la bomba las obtendremos por interpolación lineal entre los dos puntos experimentales más cercanos al punto límite, el inmediatamente por encima y el inmediatamente por debajo de la curva (H-3%).





La presión del vacuómetro en el punto límite sería, aproximadamente:

$$\frac{P(\text{vacuómetro, punto}(a)) - P(\text{vac.}(b))}{P(\text{vacuómetro, punto}(a)) - P(\text{vac.}(\text{lím ite}))} = \frac{H(a) - H(b)}{H(a) - H(\text{lím ite})}$$

Despejamos la presión que habría indicado el vacuómetro en el punto límite, si éste hubiera sido experimentado.

La velocidad de la bomba en el punto límite sería, aproximadamente:

$$\frac{n(\text{punto}(a)) - n(b)}{n(\text{punto}(a)) - n(\text{lím ite})} = \frac{H(a) - H(b)}{H(a) - H(\text{lím ite})}$$

Despejamos la velocidad que habría tenido la bomba en el punto límite, si éste hubiera sido experimentado.

Con los datos obtenidos calculamos el $NPSH_r$ (requerido) para ese caudal.

$$NPSH_{requerido} = \frac{P_{atmosférica}}{\gamma} + \frac{P_{vacuómetro}(\text{lím ite})}{\gamma} + \frac{1}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi D^2} \right)_{\text{lím ite}}^2 + h'' - \frac{P_{vapor}}{\gamma}$$

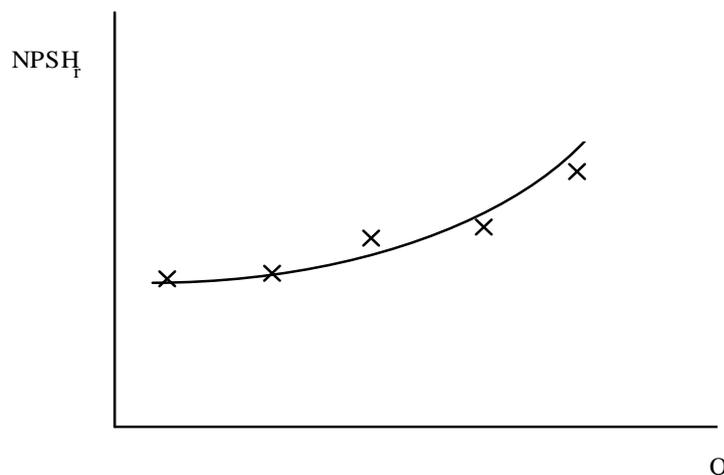
El $NPSH_r$ calculado corresponde al caudal Q y a la velocidad n del punto límite. Nos interesa calcular el $NPSH_r$ en función del caudal, para una velocidad de referencia, común para todos los puntos. Ésta puede ser un valor medio de las velocidades medidas, pero en nuestro caso tomaremos 1480 rpm.

Convertimos el $NPSH_r$ y el caudal Q obtenidos experimentalmente, a los que habríamos obtenido a la velocidad de referencia de 1480 rpm.

$$\frac{NPSH_{requerido}(n)}{NPSH_{requerido}(1480)} = \left(\frac{n}{1480} \right)^2 \quad \frac{Q(n)}{Q(1480)} = \frac{n}{1480}$$

Ya hemos calculado un punto de la curva ($NPSH_r - Q$) a 1480 rpm correspondiente a una primera posición fija de la válvula de aspiración.

Cerrando un poco más la válvula de aspiración obtenemos una segunda posición, y con ella un segundo punto de la curva ($NPSH_r - Q$) a 1480 rpm. Y así sucesivamente hasta obtener varios puntos. Con estos puntos se construirá la curva ($NPSH_r - Q$) para una velocidad de la bomba de $n=1480$ rpm.





TABLAS DE DATOS MEDIDOS Y CALCULADOS

Tablas correspondientes a una primera posición fija de la válvula de aspiración.

$P_{\text{manómetro}}$ (kgf/cm ²)	$P_{\text{vacuómetro}}$ (kgf/cm ²)	Q (m ³ /h)	n (rpm)	H (m)
1,44	-0,52	36,2	1473	20,278
1,38	-0,565	38,1	1472	20,201
1,3	-0,62	40,2	1471	20,036
1,22	-0,67	42,2	1470	19,821
1,12	-0,725	44,3	1469	19,465
1,02	-0,785	46,1	1468	19,149
0,86	-0,88	47,9	1467	18,587
0,74	-0,8825	48,3	1466	17,432
0,62	-0,885	48,4	1465	16,262
0,5	-0,885	48,4	1465	15,062

Punto límite					1480 rpm		1430 rpm	
Q (m ³ /s)	H (m)	$P_{\text{vacuómetro}}$ (kgf/cm ²)	n (rpm)	$NPSH_r$ (m)	Q (m ³ /s)	$NPSH_r$ (m)	Q (m ³ /s)	$NPSH_r$ (m)
0,01342	18,005	-0,8813	1482,01	1,7426	0,01340	1,7379	0,01295	1,6224

Tablas correspondientes a una segunda posición fija de la válvula de aspiración.

$P_{\text{manómetro}}$ (kgf/cm ²)	$P_{\text{vacuómetro}}$ (kgf/cm ²)	Q (m ³ /h)	n (rpm)	H (m)
1,54	-0,485	30,6	1478	20,734
1,47	-0,53	32,4	1477	20,543
1,4	-0,585	34,5	1476	20,466
1,32	-0,6425	36,5	1475	20,314
1,24	-0,7025	38,5	1474	20,192
1,13	-0,78	40,5	1473	19,949
0,98	-0,87	42,4	1472	19,430
0,81	-0,8825	42,7	1470	17,868
0,72	-0,885	42,7	1470	16,993
0,61	-0,885	42,7	1470	15,893

Punto límite					1480 rpm		1430 rpm	
Q (m ³ /s)	H (m)	$P_{\text{vacuómetro}}$ (kgf/cm ²)	n (rpm)	$NPSH_r$ (m)	Q (m ³ /s)	$NPSH_r$ (m)	Q (m ³ /s)	$NPSH_r$ (m)
0,01186	18,869	-0,8745	1471,28	1,6563	0,01193	1,676	0,01153	1,5647



Tablas correspondientes a una tercera posición fija de la válvula de aspiración.

$P_{\text{manómetro}}$ (kgf/cm ²)	$P_{\text{vacuómetro}}$ (kgf/cm ²)	Q (m ³ /h)	n (rpm)	H (m)
1,62	-0,45	25,6	1479	21,039
1,55	-0,505	27,6	1478	20,944
1,47	-0,5625	29,6	1477	20,778
1,38	-0,6275	31,6	1476	20,592
1,29	-0,695	33,6	1475	20,434
1,18	-0,7825	35,6	1474	20,281
1,02	-0,88	37,1	1473	19,712
0,89	-0,885	37,4	1472	18,474
0,8	-0,8875	37,4	1471	17,599
0,69	-0,89	37,4	1471	16,524

Punto límite					1480 rpm		1430 rpm	
Q (m ³ /s)	H (m)	$P_{\text{vacuómetro}}$ (kgf/cm ²)	n (rpm)	NPSH _r (m)	Q (m ³ /s)	NPSH _r (m)	Q (m ³ /s)	NPSH _r (m)
0,01039	19,560	-0,8806	1472,88	1,4669	0,01044	1,4811	0,01009	1,3827

Tabla correspondiente a una cuarta posición fija de la válvula de aspiración.

$P_{\text{manómetro}}$ (kgf/cm ²)	$P_{\text{vacuómetro}}$ (kgf/cm ²)	Q (m ³ /h)	n (rpm)	H (m)
1,76	-0,365	20,1	1481	21,459
1,69	-0,42	22,1	1480	21,353
1,62	-0,48	24,1	1479	21,300
1,54	-0,54	26	1478	21,150
1,44	-0,605	28	1477	20,856
1,33	-0,685	30	1476	20,616
1,11	-0,865	32	1475	20,280
1,01	-0,8875	32,3	1473	19,515
0,88	-0,8925	32,3	1473	18,265
0,75	-0,8925	32,3	1473	16,965

Punto límite					1480 rpm		1430 rpm	
Q (m ³ /s)	H (m)	$P_{\text{vacuómetro}}$ (kgf/cm ²)	n (rpm)	NPSH _r (m)	Q (m ³ /s)	NPSH _r (m)	Q (m ³ /s)	NPSH _r (m)
0,00897	20,109	-0,8700	1474,55	1,4655	0,00901	1,4764	0,00870	1,3783

Segundo método: caudal constante, aumentando las pérdidas de carga en la tubería de aspiración

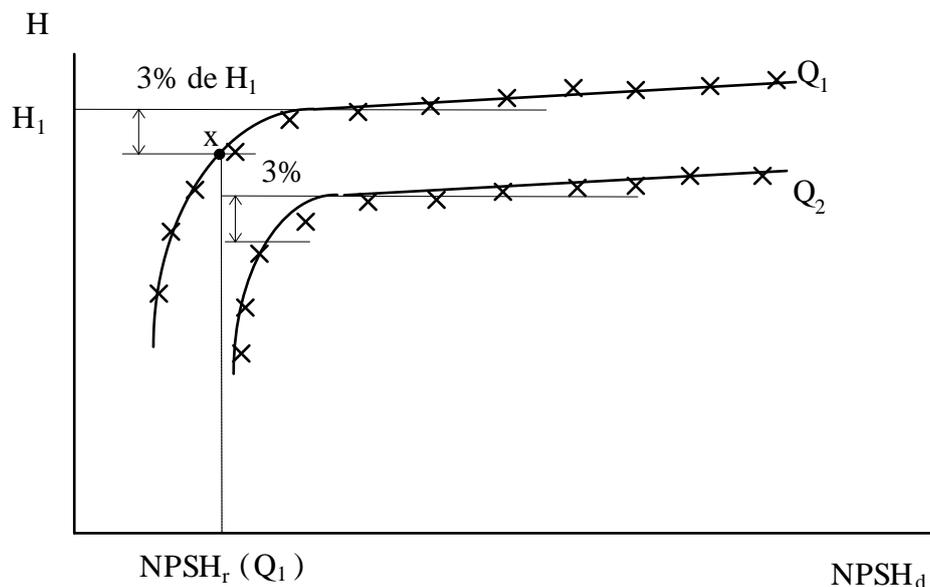
En un punto de operación de la bomba elegido, para un caudal Q , se va disminuyendo la presión en la aspiración. En nuestra experiencia lo haremos estrangulando la válvula A, a pesar de no ser la mejor manera, pues debería hacerse bajando el nivel del tanque (1) ó disminuyendo la presión, mediante una bomba de vacío, en un depósito de aspiración cerrado.

Al estrangular la válvula A, el punto de operación se habrá movido hacia caudales menores. Posteriormente se abrirá la válvula B hasta recuperar el caudal Q , y, por tanto, el punto de operación.

Cuando la bomba empieza a cavitarse, con el caudal elegido, ya no podremos conservar la altura (H) correspondiente, y ésta disminuirá. Cuando haya disminuido un 3% se considera que la cavitación ha comenzado y en esta situación, nada fácil de precisar, hemos de conocer la presión en la aspiración $\frac{P_2(abs)}{\gamma}$ y el caudal elegido.

Para calcular el NPSHr que corresponde a un caudal haremos lo siguiente:

Construiremos una gráfica (H útil de la bomba - NPSH_d) para cada caudal elegido.



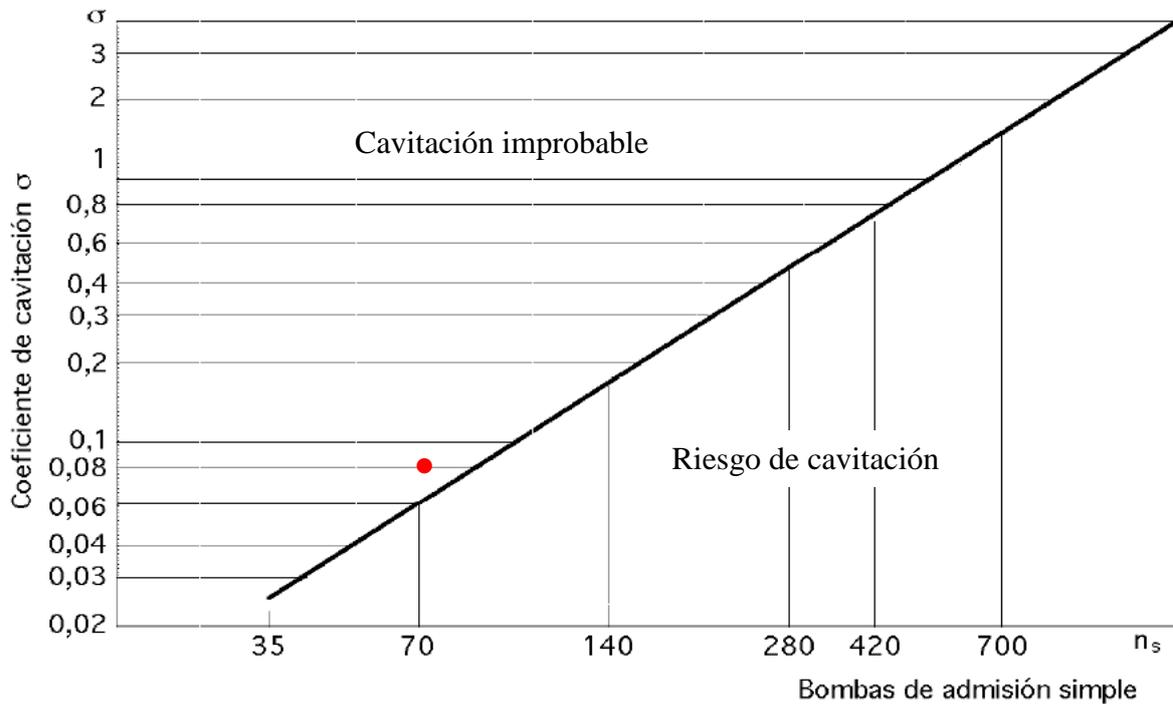
A medida que estrangulamos la válvula A, irá disminuyendo el NPSH_d y la altura H de la bomba disminuirá ligeramente debido al aire que inevitablemente lleva disuelto el agua (prescindiremos de este ligero descenso). Cuando comience la cavitación se observará una rápida disminución de H . El NPSH_d en ese punto x (ver gráfica) coincide con el NPSH_r de la bomba para ese caudal.

COEFICIENTE DE CAVITACIÓN O DE THOMA (σ)

Se define como el cociente entre el NPSH requerido y la altura de la bomba, en el punto de máximo rendimiento.

$$\sigma = \frac{NPSH_r}{H} \Bigg\}_{\eta \text{ máx}}$$

Es un parámetro indicativo del margen de seguridad del funcionamiento de la bomba con respecto a la cavitación.



Si el coeficiente σ está por encima de la recta diagonal que divide la gráfica $\sigma - n_s$, es poco probable que la bomba cavite, mientras que si está por debajo, existe un riesgo alto de cavitación.

La velocidad específica (n_s) se calcula de la manera siguiente:

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{Pot_{eje}}}{H^{\frac{5}{4}}} \Bigg\}_{\eta \text{ máx}}$$

Donde:

n : es el régimen de giro, en rpm, en el punto de máximo rendimiento.

Pot_{eje} : es la potencia útil de la bomba (ρgQH) en el punto de máximo rendimiento, expresado en CV.

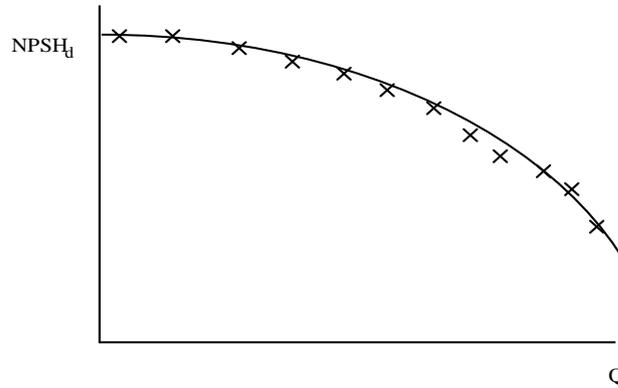
H : es la altura útil de la bomba en el punto de máximo rendimiento, expresada en metros.

Si entre los puntos experimentales no está el punto de diseño de la bomba, el de máximo rendimiento, tendremos que interpolar o extrapolar para obtener el coeficiente de cavitación y la velocidad específica n_s , y así dibujar el punto correspondiente a nuestra bomba en el diagrama anterior, comparando nuestra bomba con el comportamiento estándar dado en la bibliografía.

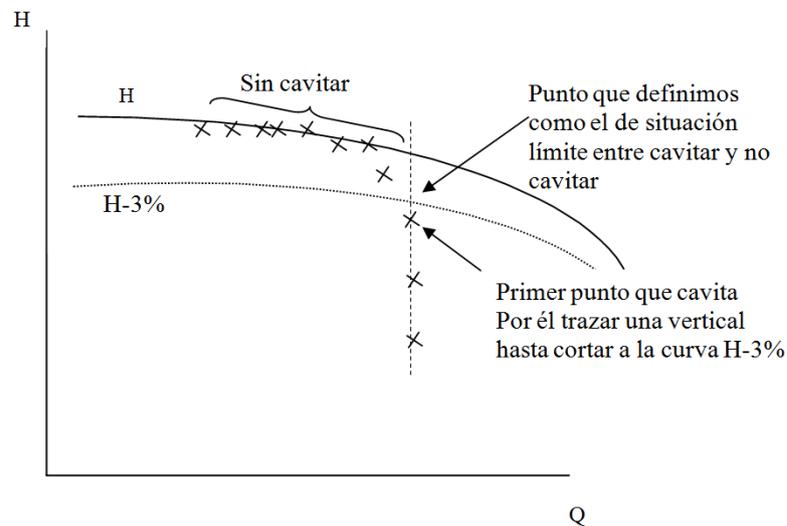


TRABAJO A REALIZAR

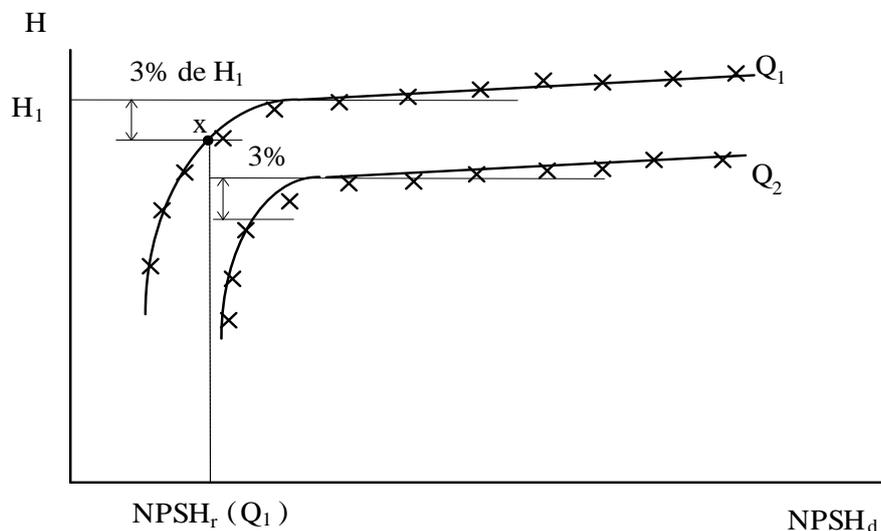
- Rellenar las tablas de datos medidos y calculados.
- Dibujar las gráficas siguientes:
- Gráfica $NPSH_d - Q$ a partir de los datos de la práctica de las curvas características de una bomba:



- Gráficas $H - Q$ a partir del primer método, para cada posición de la válvula de aspiración:

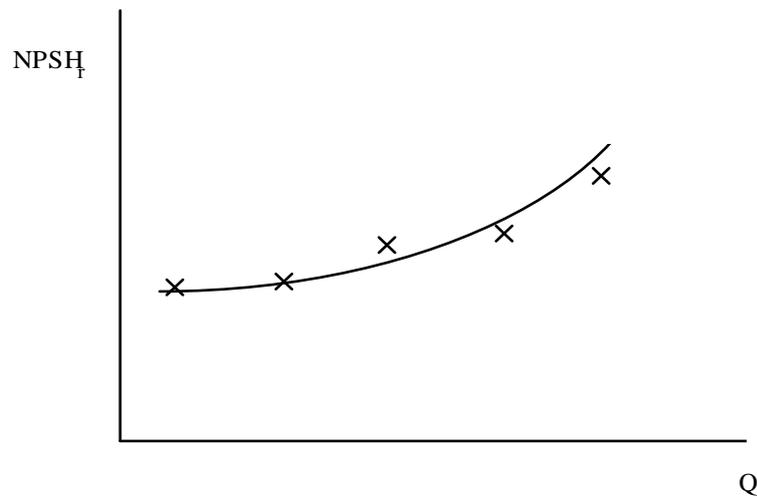


- Gráfica $H - NPSH_d$ a partir del segundo método, para determinar el punto de cavitación para cada caudal:

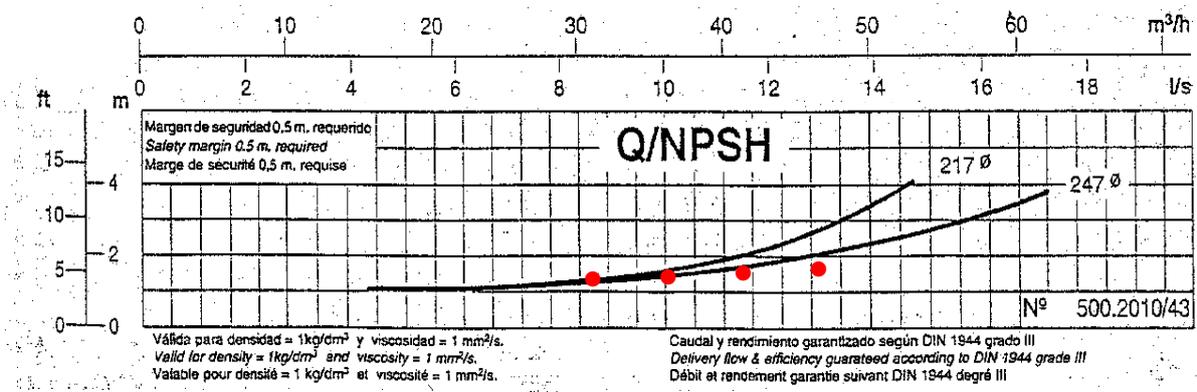




- Gráfica $NPSH_r - Q$ a la velocidad de 1480 rpm:



- Comparar también los resultados obtenidos con los dados por el fabricante, cuyas gráficas se adjuntan, dibujando en ellas los puntos experimentales $NPSH_r$. No olvidar que el fabricante ha dado las curvas a 1430 rpm y para diámetros del rodete o impulsor de 247mm o 217mm. Nuestra bomba ensayada tiene un diámetro de 241mm.
- Comparar los datos obtenidos con la gráfica $\sigma - n_s$.
- Comentarios e interpretación de los resultados.



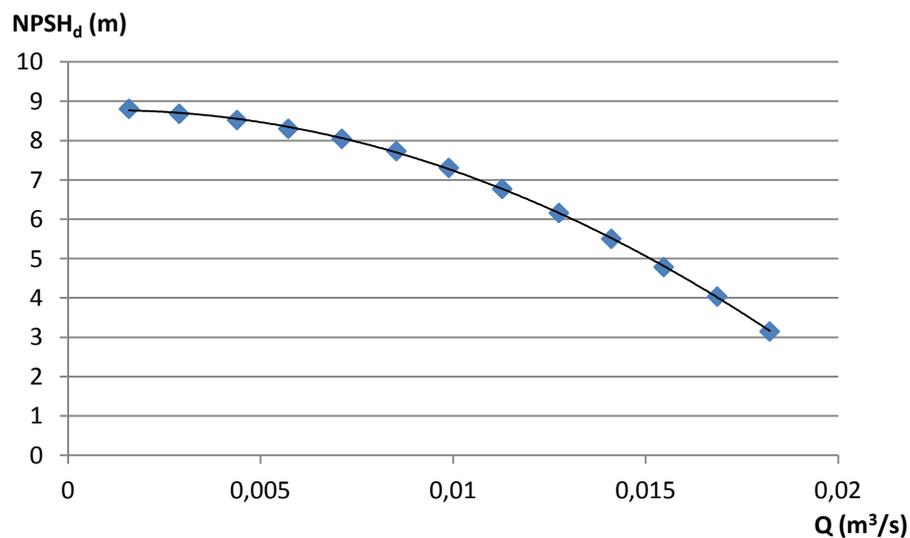


RESULTADOS OBTENIDOS

- Tabla de datos de la práctica 6 (en nuestro caso, se han recogido otros datos diferentes de la práctica 6 para tomar todos los datos en el mismo equipo)

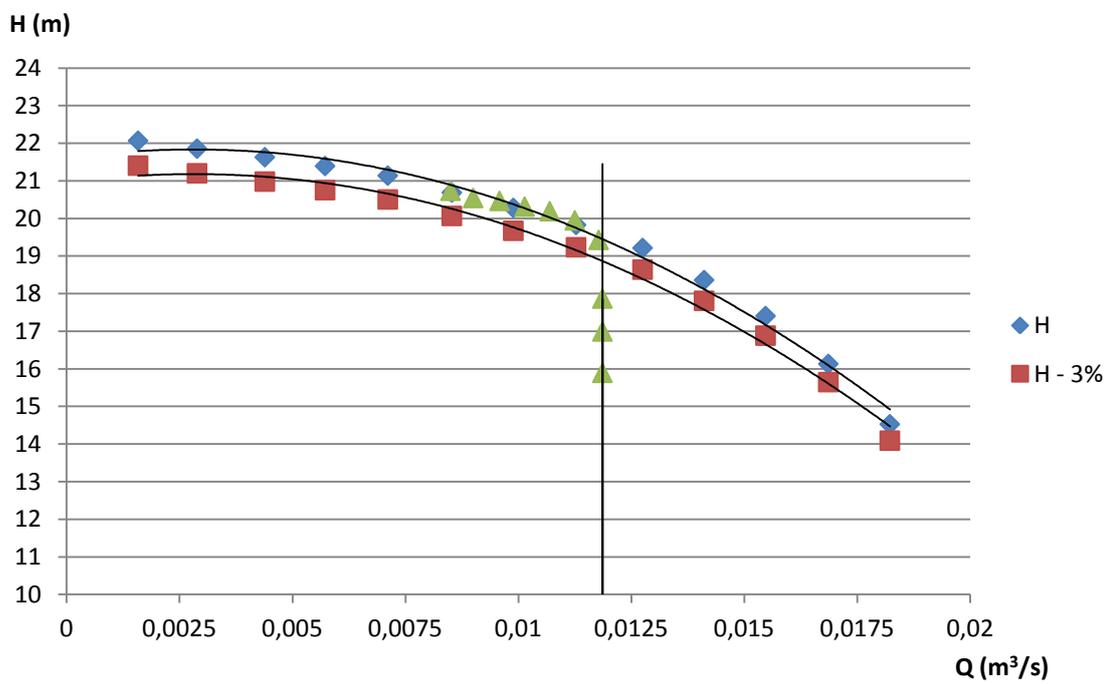
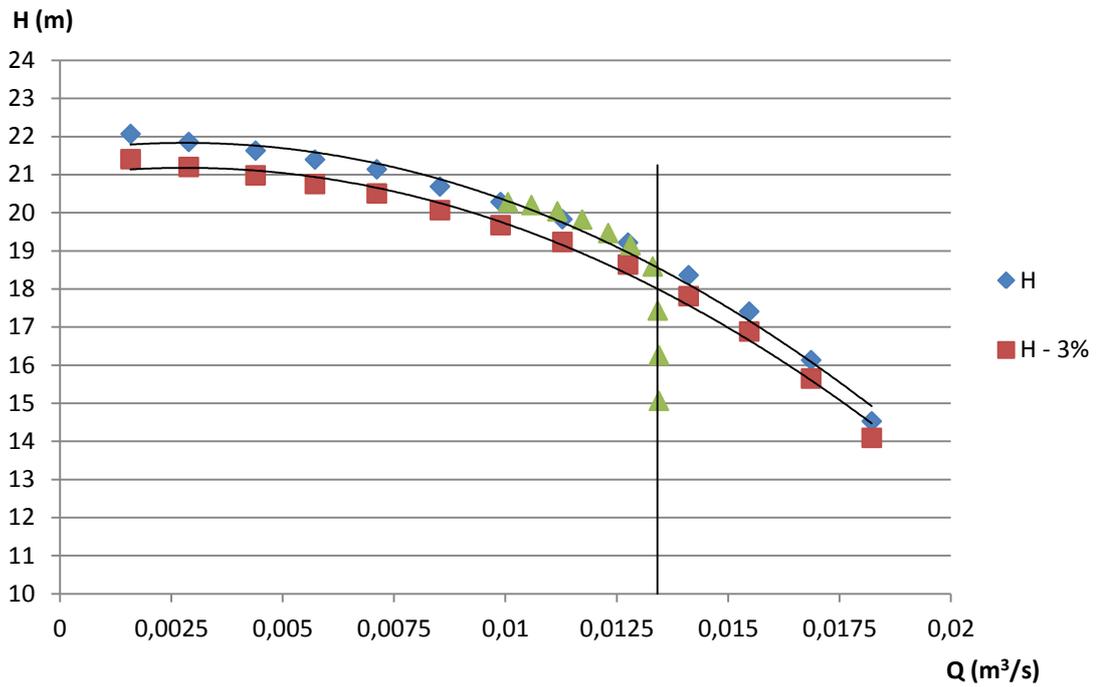
$P_{\text{manómetro}}$ (kgf/cm ²)	$P_{\text{vacuómetro}}$ (kgf/cm ²)	Q (m ³ /h)	n (rpm)	H (m)	$H - 3\%$ (m)
0,43	-0,8	65,6	1463	14,526	14,091
0,73	-0,6925	60,7	1465	16,131	15,647
0,98	-0,6	55,7	1467	17,405	16,883
1,19	-0,5125	50,8	1469	18,360	17,809
1,38	-0,4325	45,9	1471	19,215	18,639
1,54	-0,3575	40,6	1473	19,828	19,233
1,67	-0,2925	35,6	1475	20,281	19,672
1,78	-0,24	30,7	1477	20,688	20,067
1,88	-0,2	25,6	1479	21,139	20,505
1,95	-0,1675	20,6	1481	21,395	20,753
2,01	-0,14	15,8	1483	21,629	20,980
2,06	-0,12	10,4	1485	21,856	21,200
2,10	-0,105	5,7	1487	22,067	21,405

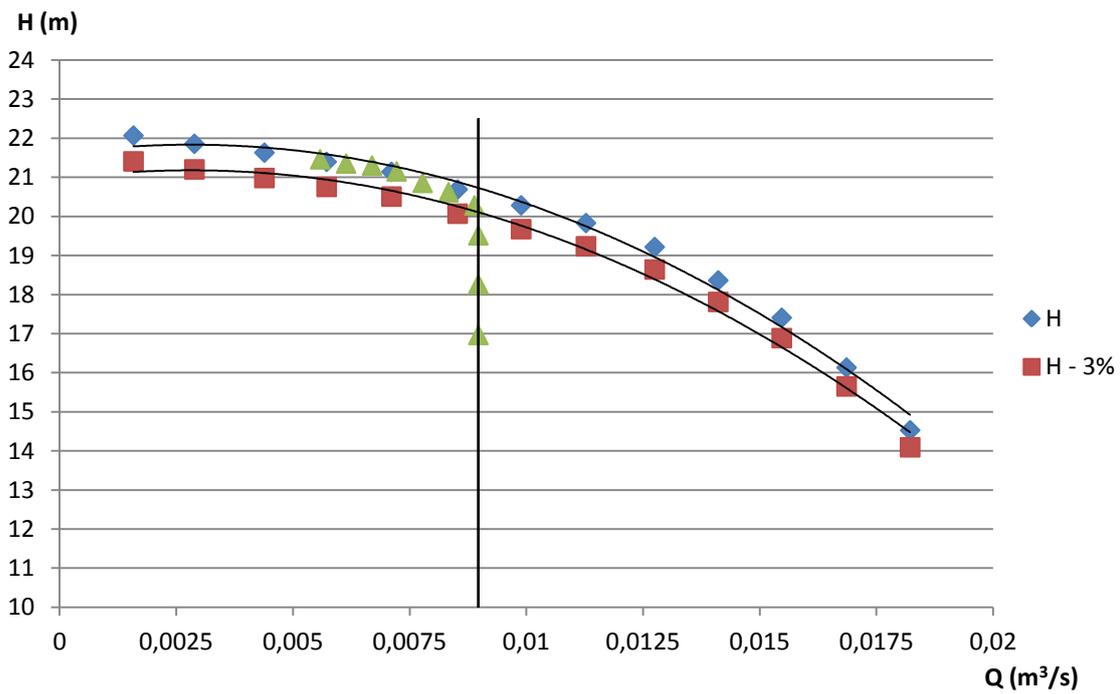
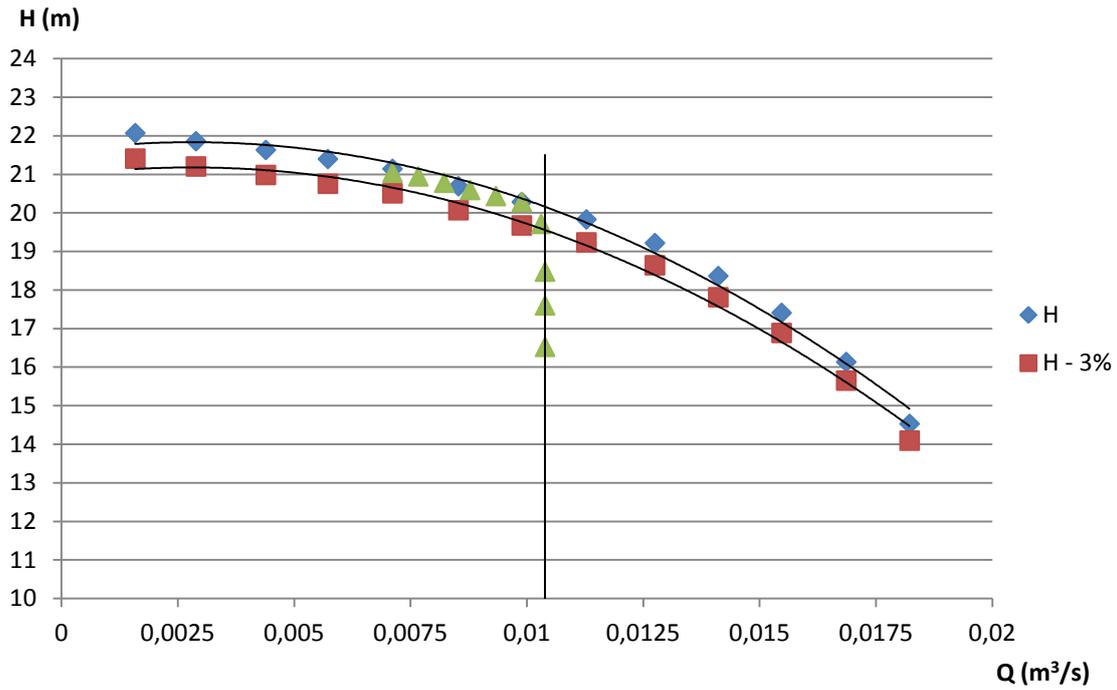
- Gráfica NPSH_d – Caudal





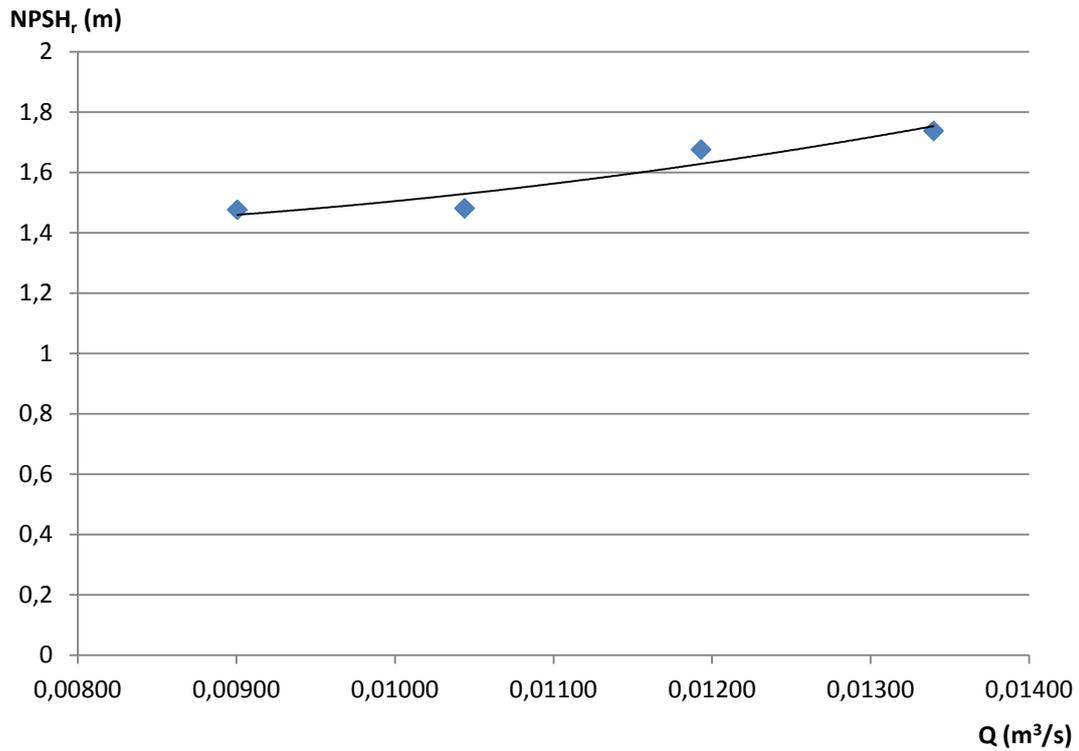
- Gráficas Altura de la bomba – Caudal







- Gráfica $NPSH_r$ – Caudal



- Gráfica $\sigma - n_s$
El punto de diseño es el siguiente:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q = 40,6 \text{ m}^3/\text{h} \\ H = 19,828 \text{ m} \\ n = 1473 \text{ rpm} \\ Pot_{eje} = 3479,3 \text{ W} = 4,727 \text{ CV} \\ NPSH_r = 1,5812 \text{ m (se ha obtenido por interpolación)} \end{array} \right.$$

$$\sigma = \frac{NPSH_r}{H} \Bigg\}_{\eta \text{ máx}} = \frac{1,5812 \text{ m}}{19,828 \text{ m}} = 0.0797$$

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{Pot_{eje}}}{H^{\frac{5}{4}}} \Bigg\}_{\eta \text{ máx}} = \frac{1473 \text{ rpm} \cdot \sqrt{4,727 \text{ CV}}}{19,828 \text{ m}^{\frac{5}{4}}} = 76,544$$



Conclusiones

A la vista de los resultados, podemos concluir que la curva que aparece en la gráfica $NPSH_d - Q$ tiene una forma decreciente, según lo esperado, debido al incremento de la altura de pérdidas proporcional al cuadrado del caudal ($b \cdot Q^2$). Por ello la curva $NPSH_d - Q$ experimental se aproxima a la ecuación: $NPSH_d = a - b \cdot Q^2$.

Por otra parte, en las gráficas $H - Q$ se observa que los puntos experimentales en los que no se produce cavitación, se ajustan a la curva característica de la bomba. Sin embargo, una vez que aparece la cavitación, los valores experimentales se sitúan por debajo que la curva $H - 3\%$ y se ajustan a una recta vertical de caudal constante, ya que al intentar aumentar sin éxito el caudal abriendo las válvulas de impulsión, el resultado es una pérdida de presión a la salida de la bomba.

La gráfica $NPSH_r - Q$ muestra como los puntos obtenidos se ajustan a una curva creciente que se asemeja a una función exponencial, tal y como se esperaba. Al llevar estos puntos a la gráfica dada por el fabricante, vemos que no se ajustan a la curva de 241 mm de diámetro, si no a la de un diámetro algo mayor que 247 mm.

Por último, se ha calculado el coeficiente de cavitación o de Thoma en el punto de diseño, y se ha representado en la gráfica $\sigma - n_s$. Dicho punto se encuentra por encima de la recta diagonal que divide la gráfica, pero cerca de ella, lo cual significa que es improbable que la bomba cavite en estas condiciones, aunque no está exenta de esta posibilidad.

PRÁCTICA 5

Pérdida de carga en un codo



Práctica 5

PÉRDIDA DE CARGA EN UN CODO

OBJETIVOS

Medida del coeficiente "K" de pérdidas secundarias en un codo.

DIMENSIONES Y PREPARACIÓN DE LA PRÁCTICA



Datos:

$$z_1 - z_2 = 85 \text{ mm}$$

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

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

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

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

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Descripción de un codo

Los codos son accesorios de forma curva que se utilizan para cambiar la dirección del flujo. Los codos estándar que existen en el mercado son de 45°, 90° y 180°.

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 el codo 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 ya viene considerada por el manómetro diferencial, por lo que no debe tenerse en cuenta. 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:

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

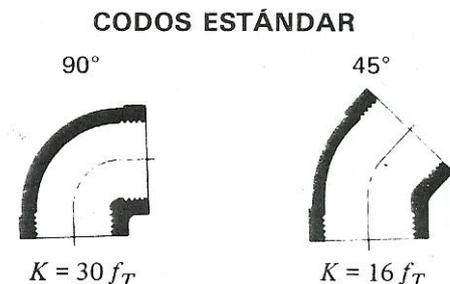
TABLA DE DATOS

Para realizar la práctica se medirán los caudales correspondientes a las variaciones de presión entre 1 y 2 indicadas en la tabla. Como los manómetros diferenciales del laboratorio tienen una precisión de centésimas de bar, para medir por ejemplo 0,025 bar, se tomará dicho valor cuando en el manómetro aparezcan alternativamente y con la misma duración los valores 0,02 y 0,03 bar.

Serie 1 (disminuyendo Q)		Serie 2 (aumentando Q)		Serie 3 (disminuyendo Q)		Serie 4 (aumentando Q)	
Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)	Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)	Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)	Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)
	0,08		0,08		0,08		0,08
	0,07		0,07		0,07		0,07
	0,06		0,06		0,06		0,06
	0,05		0,05		0,05		0,05
	0,04		0,04		0,04		0,04
	0,03		0,03		0,03		0,03
	0,025		0,025		0,025		0,025
	0,02		0,02		0,02		0,02
	0,015		0,015		0,015		0,015
	0,01		0,01		0,01		0,01
	0,005		0,005		0,005		0,005
	0,000		0,000		0,000		0,000

TRABAJO A REALIZAR

- Rellenar la tabla 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 nos da el libro “Mecánica de Fluidos Incompresibles y Turbomáquinas Hidráulicas” de José Agüera Soriano y con la siguiente fórmula:



Utilícese una f_t estándar de 0,02

**Medidas obtenidas**

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

Q_m (m^3/s)	ΔP_{12} (bar)	V (m/s)	K
	0,080		
	0,070		
	0,060		
	0,050		
	0,040		
	0,030		
	0,025		
	0,020		
	0,015		
	0,010		
	0,005		
	0,000		



PRÁCTICA 5

(Guión para el profesor)

Pérdida de carga en un codo



Práctica 5

PÉRDIDA DE CARGA EN UN CODO

OBJETIVOS

Medida del coeficiente "K" de pérdidas secundarias en un codo.

DIMENSIONES Y PREPARACIÓN DE LA PRÁCTICA



Datos:

$$z_1 - z_2 = 85 \text{ mm}$$

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

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

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

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

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Descripción de un codo

Los codos son accesorios de forma curva que se utilizan para cambiar la dirección del flujo. Los codos estándar que existen en el mercado son de 45°, 90° y 180°.

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 el codo 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 ya viene considerada por el manómetro diferencial, por lo que no debe tenerse en cuenta. 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:

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



TABLA DE DATOS

Serie 1 (disminuyendo Q)		Serie 2 (aumentando Q)		Serie 3 (disminuyendo Q)		Serie 4 (aumentando Q)	
Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)	Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)	Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)	Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)
67,0	0,08	66,7	0,08	67,1	0,08	66,9	0,08
63,6	0,07	63,6	0,07	63,8	0,07	63,3	0,07
59,7	0,06	59,9	0,06	60,0	0,06	59,6	0,06
55,2	0,05	54,9	0,05	55,0	0,05	54,9	0,05
48,9	0,04	48,8	0,04	49,0	0,04	48,9	0,04
44,4	0,03	44,4	0,03	44,4	0,03	44,3	0,03
40,4	0,025	40,6	0,025	40,3	0,025	40,7	0,025
37,4	0,02	37,3	0,02	37,3	0,02	37,3	0,02
33,1	0,015	33,1	0,015	32,8	0,015	33,1	0,015
29,6	0,01	29,8	0,01	30,1	0,01	29,4	0,01
25,4	0,005	25,4	0,005	24,9	0,005	25,5	0,005
20,1	0,000	20,0	0,000	19,8	0,000	20,0	0,000

Como los manómetros diferenciales del laboratorio tienen una precisión de centésimas de bar, para medir por ejemplo 0,025 bar, se ha tomado dicho valor cuando en el manómetro aparecían alternativamente y con la misma duración los valores 0,02 y 0,03 bar.

TRABAJO A REALIZAR

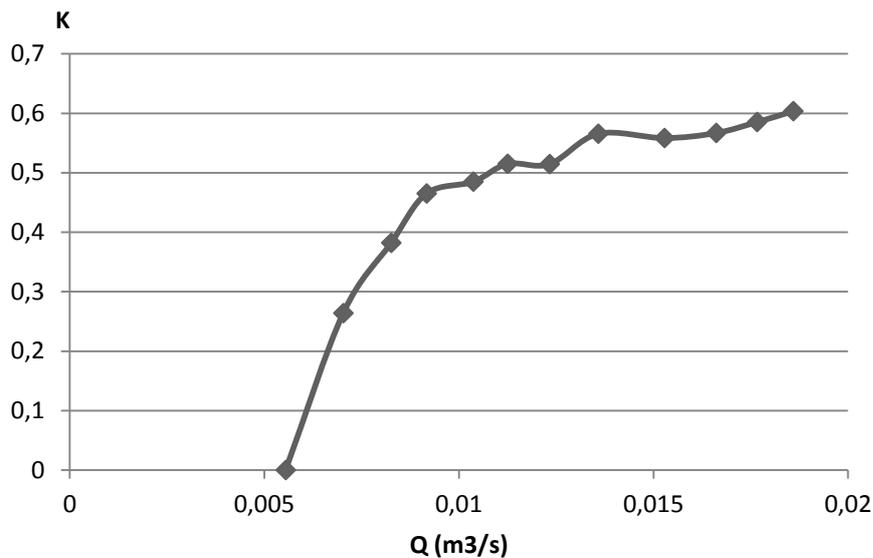
- Rellenar la tabla de medidas obtenidas.
- Realizar el diagrama K – Q en una hoja Excel.
- Comentarios e interpretación de los resultados.

Medidas obtenidas

Q_m (m³/s): media de los caudales de la tabla de datos

Q_m (m ³ /s)	ΔP_{12} (bar)	V (m/s)	K
0,01859	0,080	5,149	0,6035
0,01766	0,070	4,891	0,5852
0,01661	0,060	4,601	0,5668
0,01528	0,050	4,232	0,5583
0,01358	0,040	3,761	0,5655
0,01233	0,030	3,415	0,5145
0,01125	0,025	3,116	0,5149
0,01037	0,020	2,872	0,4849
0,00917	0,015	2,540	0,4650
0,00826	0,010	2,288	0,3820
0,00703	0,005	1,947	0,2638
0,00555	0,000	1,537	0

Diagrama K - Q



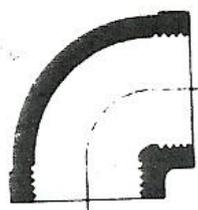
Conclusiones

A la vista de los resultados obtenidos, podemos concluir que las pérdidas secundarias en el codo de 90° utilizado dependen del caudal que lo atraviese, aumentando mucho cuando comienza a circular el agua y tendiendo a estabilizarse una vez que el caudal ha superado el 50% del caudal máximo.

Se ha comprobado que el valor de K obtenido experimentalmente para $Q_{\text{máx}}$ coincide con el proporcionado por el libro “Mecánica de Fluidos Incompresibles y Turbomáquinas Hidráulicas” de José Agüera Soriano (pag. 260), cuyo valor para un codo de 90° de radio grande es $K = 0,60$. Este mismo valor se puede obtener al aplicar la fórmula que aparece en la página 4 de la tabla A – 24 del libro “Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías” de Crane.

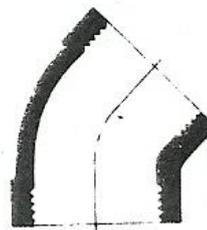
CODOS ESTÁNDAR

90°



$$K = 30 f_T$$

45°



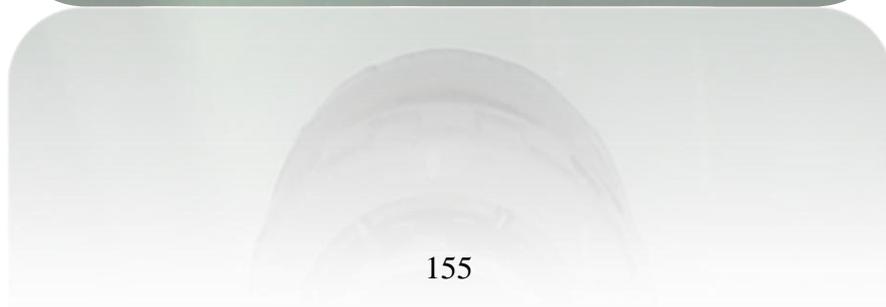
$$K = 16 f_T$$

Para un valor estándar de $f_T = 0,02$, se obtiene una $K = 30 \cdot 0,02 = 0.6$



PRÁCTICA 6

Pérdida de carga en una válvula de pie



Práctica 6

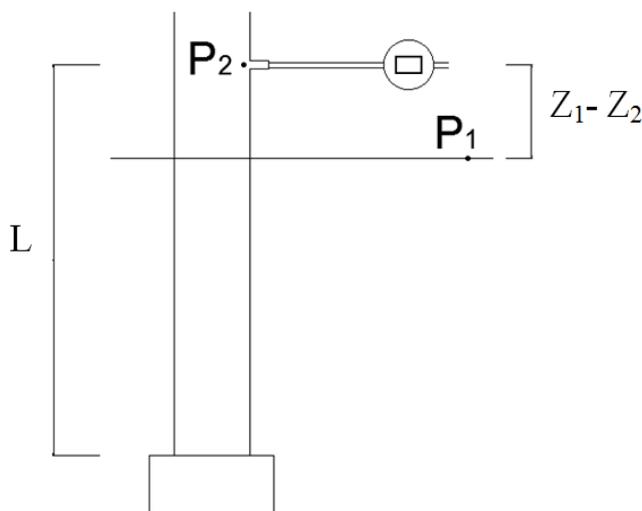
PÉRDIDA DE CARGA EN UNA VÁLVULA DE PIE

OBJETIVOS

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

DIMENSIONES Y PREPARACIÓN DE LA PRÁCTICA

A continuación se presentan los datos de la válvula de pie que se va a utilizar en las prácticas.



Datos:

$$z_1 - z_2 = -80 \text{ mm}$$

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

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

$$L = 420 \text{ mm}$$

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

Una de las salidas del manómetro diferencial se conectará a la tubería en el punto 2, mientras que la otra estará en contacto con la atmósfera. Hay que procurar que el manómetro esté a la misma altura que el punto 2, y que el tubo de conexión esté completamente lleno de agua.

La diferencia de alturas $z_1 - z_2$ deberá medirse al comienzo de la práctica, pues no es una medida fija, sino que depende de la altura de agua en el depósito.

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Descripción de una válvula de pie con colador

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.



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:

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

Donde $H_{r_{12}}$ es la pérdida primaria de carga, que viene definida por la ecuación de Darcy – Weisbach:

$$H_{r_{12}} = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

y H_s es la pérdida secundaria de carga, que viene definida por:

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

Si se sustituyen en la ecuación (3) H_r y H_s por sus respectivas expresiones:

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

Si ordenamos los términos:

$$\frac{\Delta P_{12}}{\rho g} + z_1 - z_2 - f \frac{L V^2}{D 2g} = K \frac{V^2}{2g}$$

Despejando el coeficiente K:

$$K = \frac{2g}{V^2} \left(\frac{\Delta P_{12}}{\rho g} + z_1 - z_2 - f \frac{L V^2}{D 2g} \right)$$

donde:

g es el valor de la gravedad, que en el laboratorio vale: $g = 9,803 \text{ m/s}^2$
 ρ es la densidad del agua, que a 20°C tiene un valor de: $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$
 f es el coeficiente de pérdidas primarias.

Para calcular f se adjunta el diagrama de Moody, en el que a partir del número de Reynolds y la rugosidad relativa (ε/D) se obtiene el coeficiente f para cada caudal.

Para calcular el nº de Reynolds en una tubería circular:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

donde ν es la viscosidad cinemática que en el caso del agua vale $\nu = 1,007 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Por último, ε es la rugosidad de la tubería. En este caso se trata de tuberías de PVC, para las que $\varepsilon = 0,007 \text{ mm}$

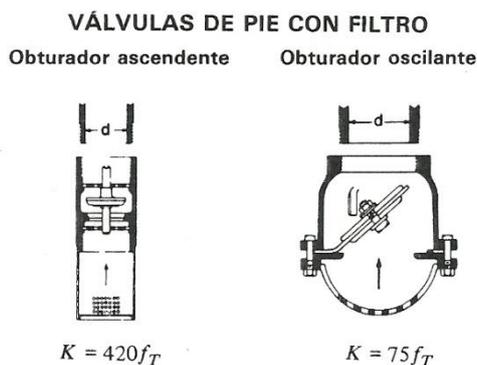
TABLA DE DATOS

Para realizar la práctica se medirán los caudales correspondientes a las variaciones de presión entre 1 y 2 indicadas en la tabla. Los valores de las variaciones de presiones tienen tres decimales aunque los manómetros del laboratorio solo pueden medir dos. Esto es así porque para un valor exacto en el segundo decimal del manómetro la precisión es muy baja, ya que se puede variar el caudal hasta un 10% del caudal máximo sin que se aprecie ninguna variación en el manómetro. Para solucionar este problema se han tomado valores intermedios. Para medir por ejemplo 0,055 bar, se tomará dicho valor cuando en el manómetro aparezcan alternativamente y con la misma duración los valores 0,05 y 0,06 bar.

Serie 1 (disminuyendo Q)		Serie 2 (aumentando Q)		Serie 3 (disminuyendo Q)		Serie 4 (aumentando Q)	
Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)	Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)	Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)	Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)
	-0,395		-0,395		-0,395		-0,395
	-0,355		-0,355		-0,355		-0,355
	-0,315		-0,315		-0,315		-0,315
	-0,275		-0,275		-0,275		-0,275
	-0,245		-0,245		-0,245		-0,245
	-0,215		-0,215		-0,215		-0,215
	-0,185		-0,185		-0,185		-0,185
	-0,165		-0,165		-0,165		-0,165
	-0,145		-0,145		-0,145		-0,145
	-0,125		-0,125		-0,125		-0,125
	-0,105		-0,105		-0,105		-0,105
	-0,085		-0,085		-0,085		-0,085
	-0,065		-0,065		-0,065		-0,065
	-0,055		-0,055		-0,055		-0,055
	-0,045		-0,045		-0,045		-0,045
	-0,035		-0,035		-0,035		-0,035

TRABAJO A REALIZAR

- Rellenar la tabla de medidas obtenidas.
- Realizar el diagrama $K - Re$ en una hoja Excel.
- Comentarios e interpretación de los resultados. Compárese la K obtenida para $Q_{m\acute{a}x}$ con la que se obtiene con la siguiente fórmula, para una f_t estándar de 0,02:

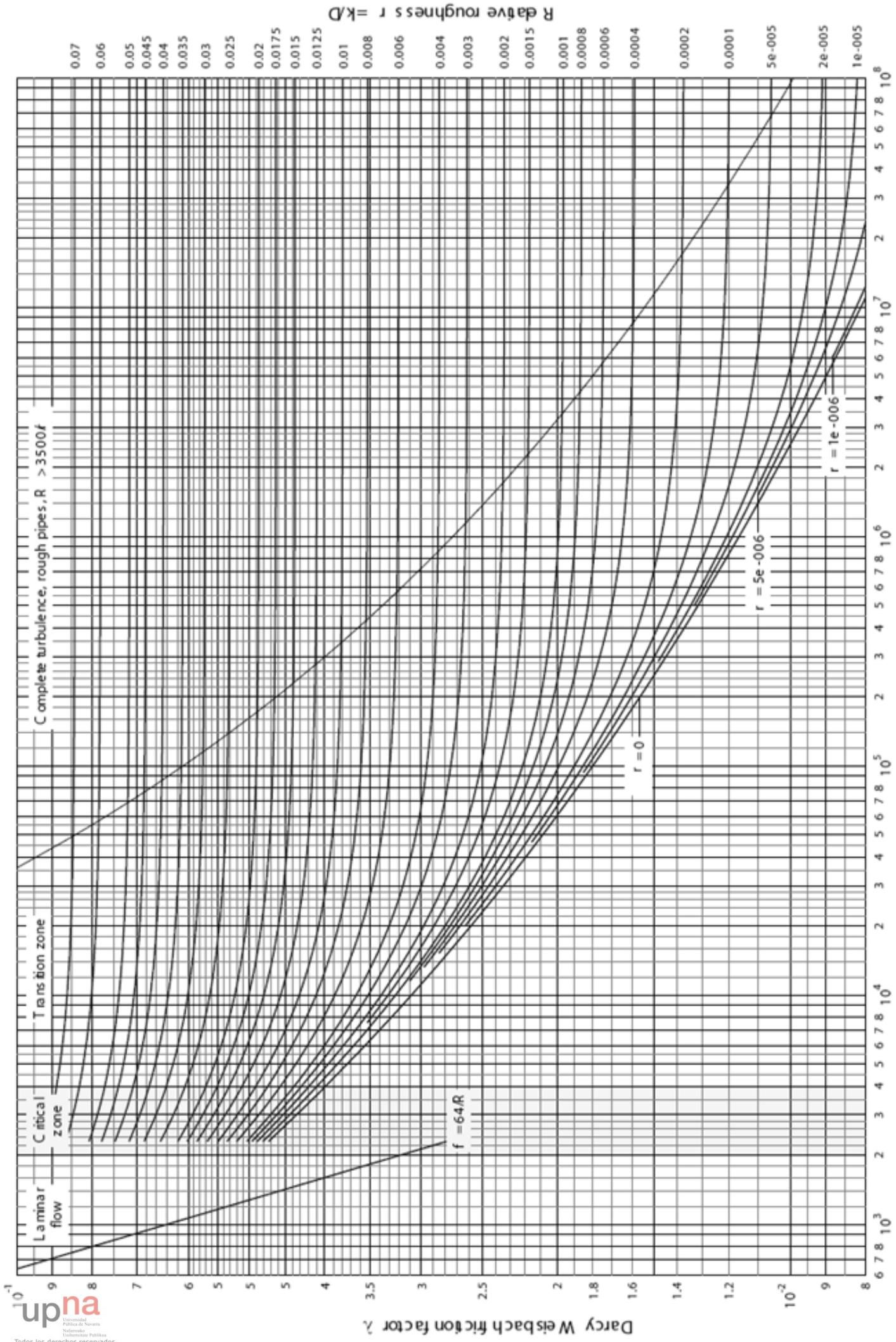




Medidas obtenidas

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

Q_m (m^3/s)	$ \Delta P_{12} $ (bar)	V (m/s)	Re	f	K
	0,395				
	0,355				
	0,315				
	0,275				
	0,245				
	0,215				
	0,185				
	0,165				
	0,145				
	0,125				
	0,105				
	0,085				
	0,065				
	0,055				
	0,045				
	0,035				



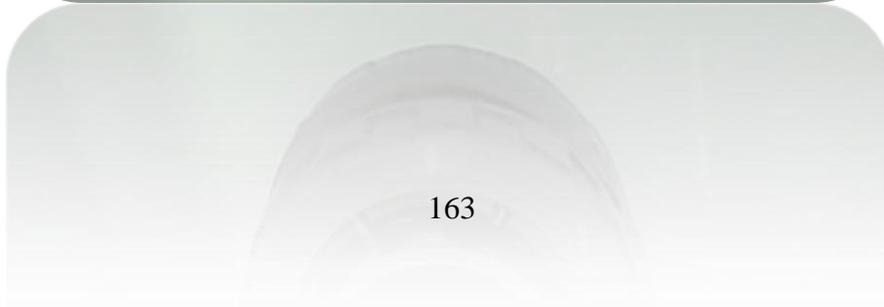
Moody Diagram



PRÁCTICA 6

(Guión para el profesor)

Pérdida de carga en una válvula de pie



Práctica 6

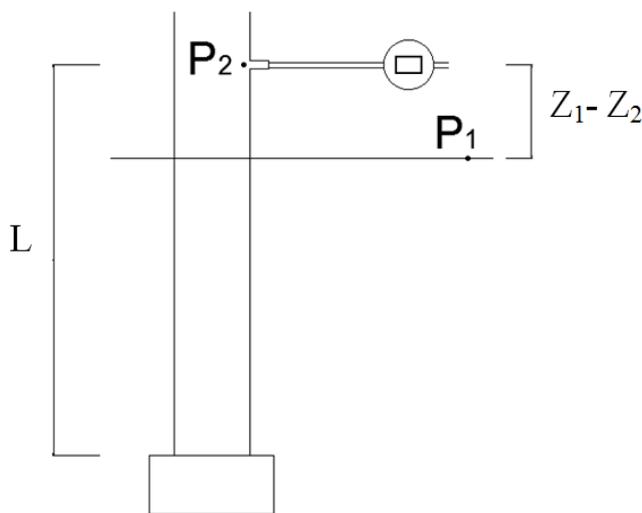
PÉRDIDA DE CARGA EN UNA VÁLVULA DE PIE

OBJETIVOS

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

DIMENSIONES Y PREPARACIÓN DE LA PRÁCTICA

A continuación se presentan los datos de la válvula de pie que se va a utilizar en las prácticas.



Datos:

$$z_1 - z_2 = -80 \text{ mm}$$

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

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

$$L = 420 \text{ mm}$$

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

Una de las salidas del manómetro diferencial se conectará a la tubería en el punto 2, mientras que la otra estará en contacto con la atmósfera. Hay que procurar que el manómetro esté a la misma altura que el punto 2, y que el tubo de conexión esté completamente lleno de agua.

La diferencia de alturas $z_1 - z_2$ deberá medirse al comienzo de la práctica, pues no es una medida fija, sino que depende de la altura de agua en el depósito.

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Descripción de una válvula de pie con colador

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.



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:

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

Donde $H_{r_{12}}$ es la pérdida primaria de carga, que viene definida por la ecuación de Darcy – Weisbach:

$$H_{r_{12}} = f \frac{L V^2}{D 2g}$$

y H_s es la pérdida secundaria de carga, que viene definida por:

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

Si se sustituyen en la ecuación (3) H_r y H_s por sus respectivas expresiones:

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

Si ordenamos los términos:

$$\frac{\Delta P_{12}}{\rho g} + z_1 - z_2 - f \frac{L V^2}{D 2g} = K \frac{V^2}{2g}$$

Despejando el coeficiente K:

$$K = \frac{2g}{V^2} \left(\frac{\Delta P_{12}}{\rho g} + z_1 - z_2 - f \frac{L V^2}{D 2g} \right)$$

donde:

g es el valor de la gravedad, que en el laboratorio vale: $g = 9,803 \text{ m/s}^2$
 ρ es la densidad del agua, que a 20°C tiene un valor de: $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$
 f es el coeficiente de pérdidas primarias.

Para calcular f se adjunta el diagrama de Moody, en el que a partir del número de Reynolds y la rugosidad relativa (ε/D) se obtiene el coeficiente f para cada caudal.

Para calcular el nº de Reynolds en una tubería circular:

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

donde ν es la viscosidad cinemática que en el caso del agua vale $\nu = 1,007 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Por último, ε es la rugosidad de la tubería. En este caso se trata de tuberías de PVC, para las que $\varepsilon = 0,007 \text{ mm}$



TABLA DE DATOS

En esta tabla vienen recogidos los valores experimentales obtenidos.

Serie 1 (disminuyendo Q)		Serie 2 (aumentando Q)		Serie 3 (disminuyendo Q)		Serie 4 (aumentando Q)	
Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)	Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)	Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)	Q (m ³ /h)	ΔP_{12} (bar)
61,9	-0,395	61,9	-0,395	61,8	-0,395	61,9	-0,395
58,6	-0,355	58,8	-0,355	58,6	-0,355	58,7	-0,355
55,4	-0,315	55,5	-0,315	55,5	-0,315	55,4	-0,315
52,0	-0,275	51,8	-0,275	51,8	-0,275	51,9	-0,275
49,5	-0,245	49,6	-0,245	49,3	-0,245	49,4	-0,245
45,8	-0,215	46,0	-0,215	45,9	-0,215	46,1	-0,215
42,0	-0,185	41,8	-0,185	41,8	-0,185	42,0	-0,185
39,0	-0,165	38,6	-0,165	38,7	-0,165	39,0	-0,165
35,9	-0,145	35,4	-0,145	35,8	-0,145	35,6	-0,145
31,9	-0,125	31,9	-0,125	32,1	-0,125	32,2	-0,125
28,1	-0,105	27,8	-0,105	27,6	-0,105	28,0	-0,105
23,2	-0,085	22,7	-0,085	23,1	-0,085	23,3	-0,085
17,1	-0,065	16,6	-0,065	16,7	-0,065	17,2	-0,065
13,7	-0,055	12,9	-0,055	13,0	-0,055	13,6	-0,055
8,8	-0,045	8,2	-0,045	8,2	-0,045	8,5	-0,045
2,5	-0,035	1,5	-0,035	1,8	-0,035	2,2	-0,035

Los valores de las variaciones de presiones tienen tres decimales aunque los manómetros del laboratorio solo pueden medir dos. Esto es así porque para un valor exacto en el segundo decimal del manómetro la precisión es muy baja, ya que se puede variar el caudal hasta un 10% del caudal máximo sin que se aprecie ninguna variación en el manómetro. Para solucionar este problema se han tomado valores intermedios. Para medir por ejemplo 0,055 bar, se ha tomado dicho valor cuando en el manómetro aparecían alternativamente y con la misma duración los valores 0,05 y 0,06 bar.



TRABAJO A REALIZAR

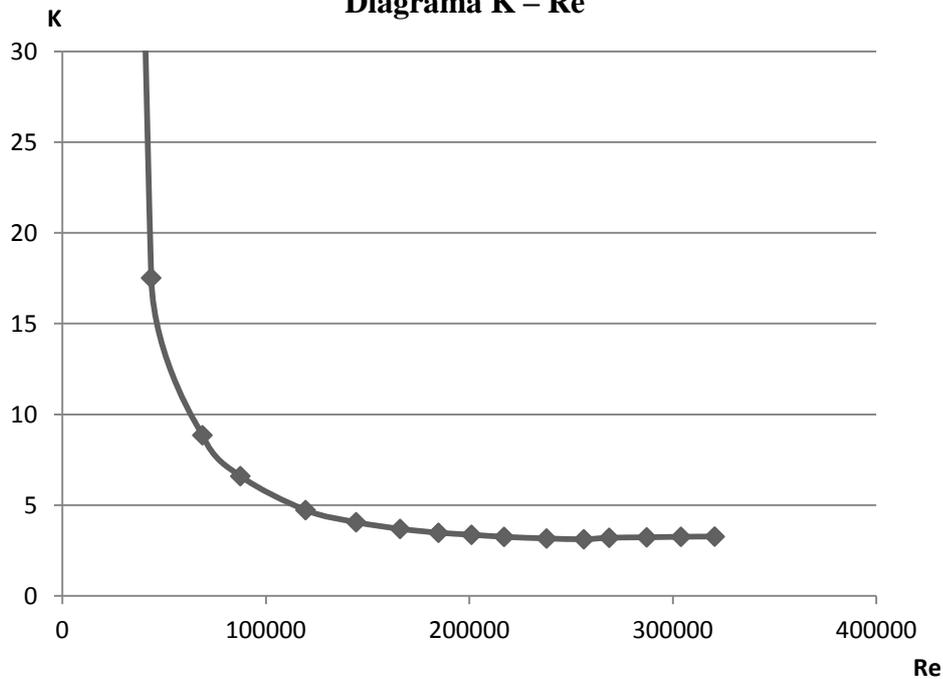
- Rellenar la tabla de medidas obtenidas.
- Realizar el diagrama K – Re en una hoja Excel.
- Comentarios e interpretación de los resultados.

Medidas obtenidas

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

Q_m (m^3/s)	$ \Delta P_{12} $ (bar)	V (m/s)	Re	f	K
0,01719	0,395	4,761	320552	0,0153	3,2722
0,01630	0,355	4,515	303989	0,0155	3,2601
0,01540	0,315	4,265	287157	0,0157	3,2293
0,01441	0,275	3,991	268709	0,0158	3,2057
0,01374	0,245	3,806	256253	0,0159	3,1244
0,01276	0,215	3,534	237940	0,0160	3,1665
0,01164	0,185	3,224	217068	0,0162	3,2562
0,01078	0,165	2,986	201043	0,0164	3,3709
0,00991	0,145	2,745	184817	0,0168	3,4826
0,00890	0,125	2,465	165965	0,0172	3,6949
0,00774	0,105	2,144	144353	0,0175	4,0639
0,00641	0,085	1,775	119508	0,0181	4,7303
0,00469	0,065	1,299	87460	0,0190	6,6027
0,00369	0,055	1,022	68810	0,0198	8,8557
0,00234	0,045	0,648	43629	0,0220	17,524
0,00055	0,035	0,152	10224	0,0310	235,39

Diagrama K – Re



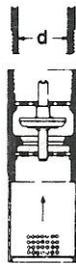
Conclusiones

Como se puede ver, en una válvula de pie, conforme disminuimos el caudal y se va cerrando la válvula, van aumentando las pérdidas localizadas. Pero estas pérdidas secundarias no aumentan linealmente, sino que al principio apenas varían, y una vez que el caudal es inferior a la mitad del caudal máximo, las pérdidas se disparan exponencialmente, haciéndose infinitas cuando el caudal es nulo.

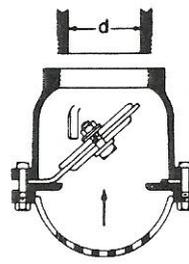
Por otra parte, se ha aplicado la fórmula que aparece en la página 3 de la tabla A – 24 del libro “**Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías**” de Crane.

VÁLVULAS DE PIE CON FILTRO

Obturador ascendente Obturador oscilante



$$K = 420f_T$$

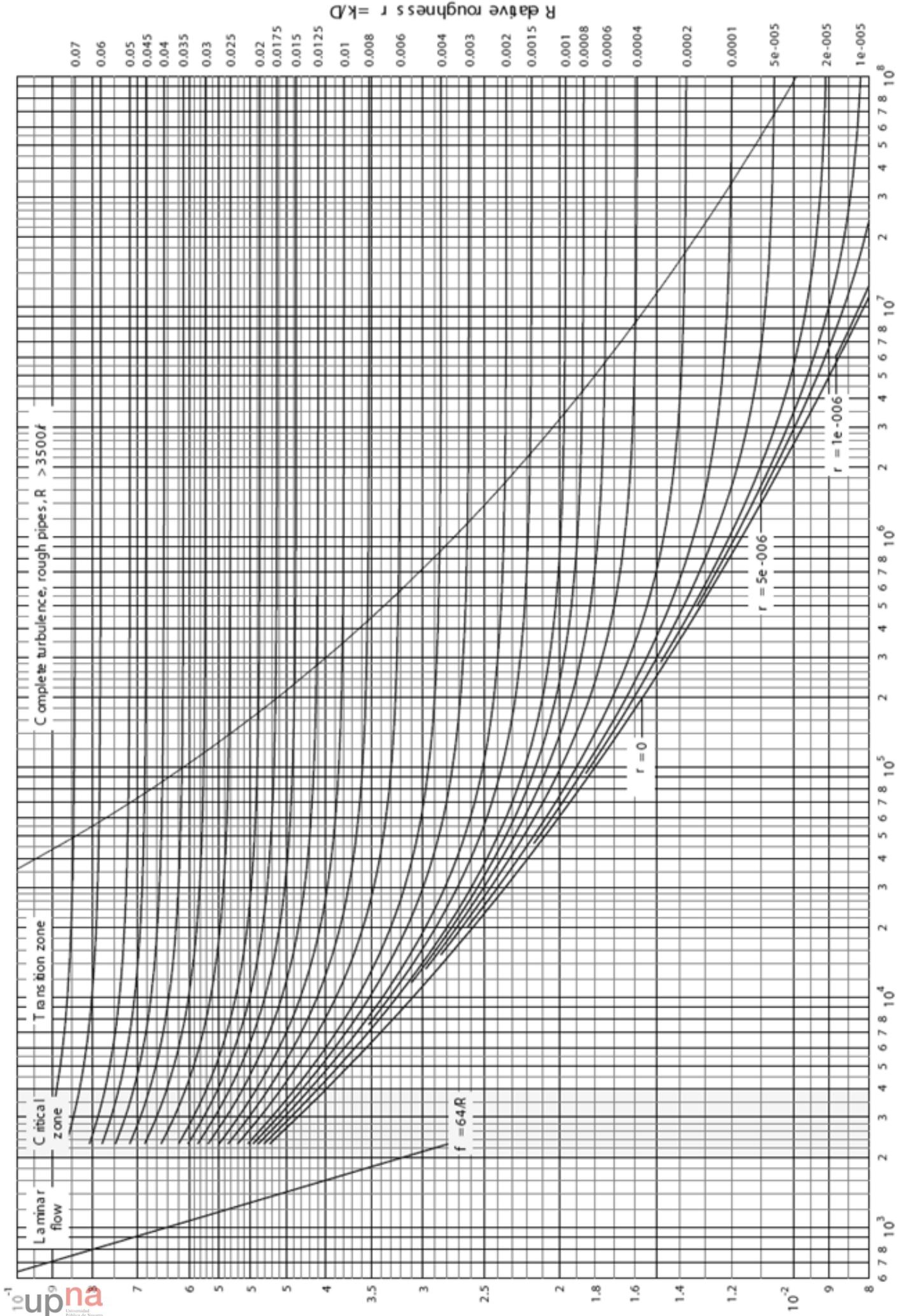


$$K = 75f_T$$

Para un valor estándar de $f_T = 0,02$, se obtiene una $K = 420 \cdot 0,02 = 8,4$

Este valor se aproxima al obtenido para un caudal de $Q = 0,00369 \text{ m}^3/\text{s}$, pero no para el caudal máximo. Esto es debido a que las pérdidas localizadas dependen del diseño de la válvula, mientras que la fórmula utilizada intenta englobar a todas.

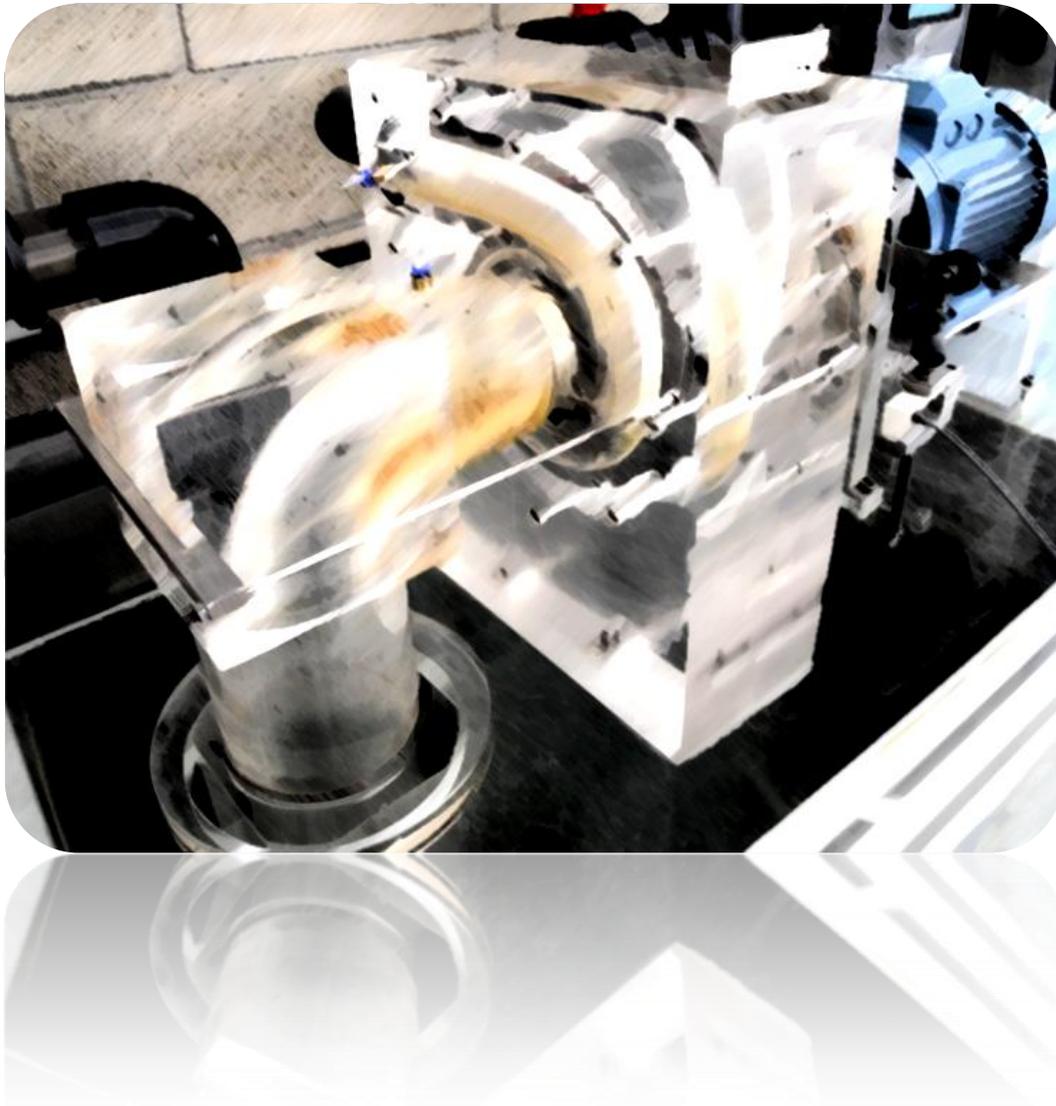
Darcy Weisbach friction factor λ



Moody Diagram

PRÁCTICA 7

Estudio experimental de una turbina Francis



Práctica 7

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA TURBINA FRANCIS

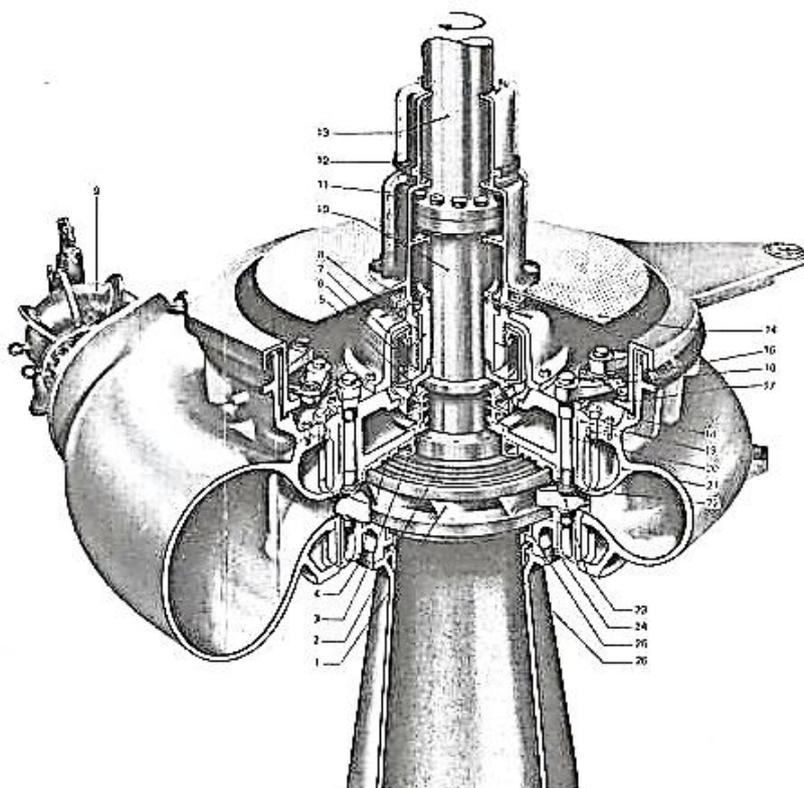
OBJETIVOS

- Comprender el funcionamiento de una turbina Francis y conocer sus componentes.
- Deducir experimentalmente las curvas del rendimiento total de la turbina (η_t), del caudal (Q) y de la potencia en el eje (Pot_{eje}) en función de la velocidad n (rpm) para diversos grados del distribuidor, con **altura neta** cte. en el entorno de **$H \approx 13$ m**.
- Dibujar las curvas de isorrendimiento, “**colinas de rendimiento**” (considerando el rendimiento total) en los diagramas (% apertura del distribuidor, n), (Q , n), y (Pot , n) para una **altura neta uniforme** de **$H = 13$ m**
- Determinar a qué velocidad debe girar la turbina para obtener el máximo rendimiento total (η_t), para diversos caudales y altura neta constante de **$H = 13$ m**

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Turbina Francis: funcionamiento y componentes

Las turbinas Francis son turbinas de reacción. En ellas una parte de la energía potencial del fluido se convierte en energía cinética al pasar el fluido a través de los álabes directores de posición ajustable (cámara espiral y distribuidor), y el resto de la conversión se lleva a cabo en el rodete, siendo la presión a la salida del mismo menor que a su entrada.



1. Rodete
2. Anillo en laberinto (giratorio)
3. Junta anular de carbono
4. Contra-anillo en laberinto (fijo)
5. Tubo de Pitot
6. Cuba de aceite
7. Soporte de palier
8. Palier guía
9. Orificio compensador
10. Eje de turbina
11. Pernos de acoplamiento
12. Tubo de protección
13. Eje intermedio
14. Podio de servicio
15. Palancas de álabes guía
16. Bielas
17. Aro de compuerta del distribuidor
18. Anillo guía del aro de compuerta
19. Tapa del distribuidor
20. Palier superior de álabes guía
21. Caja espiral
22. Blindaje del distribuidor
23. Álabes guía
24. Palier inferior del distribuidor
25. Fondo inferior del distribuidor
26. Tubo de aspiración

En la Turbina Francis el fluido pasa por la cámara espiral y los álabes del distribuidor, los cuales le imparten una velocidad tangencial y una velocidad radial hacia el centro. Al pasar por los álabes del rodete esta rotación es absorbida. La componente radial cambia gradualmente hasta convertirse en una axial, y la componente tangencial desaparece casi completamente. Es precisamente esa variación (rotación – no rotación) la que encierra la energía que absorbe la turbina.

La turbina Francis se encuentra dentro de la categoría de las turbinas semiaxiales, diagonales, o de flujo mixto. Además la turbina Francis 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. A medida que se evoluciona a menores alturas y mayores caudales, el rodete modifica su geometría desde flujo casi radial con sección de entrada muy pequeña hasta flujo casi axial con sección de entrada muy grande.

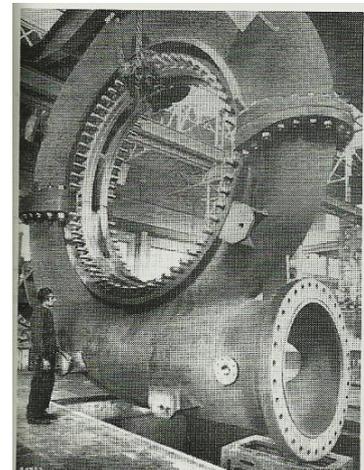
Por otra parte, las velocidades específicas (n_s) en las turbinas Francis se encuentran frecuentemente entre 75 – 400, aunque pueden forzarse hasta 50 – 450. Las turbinas cuyos n_s están comprendidos entre 50 – 125 se denominan Francis lentas; entre 125 – 300, Francis normales; y entre 300 – 420 Francis rápidas. A las más rápidas se denominan también Francis exprés.

Entre las ventajas de la turbina Francis tenemos que en el rodete el flujo es centrípeto, lo cual, además de reducir las pérdidas, conduce a una salida central del agua del rodete, permitiendo el empleo de un tubo de aspiración de fácil diseño. Además el entrehierro, o espacio sin álabes entre el distribuidor y el rodete, permite en las turbinas de n_s elevado una entrada satisfactoria de la corriente al rodete con choque reducido, aún en cargas distintas de la carga nominal o de diseño. Por otra parte, esta turbina no es la mejor para utilizar frente a grandes variaciones de caudal, y además se debe controlar en ella el comportamiento de la cavitación.

Los componentes que forman la turbina Francis son los siguientes:

- Cámara espiral:

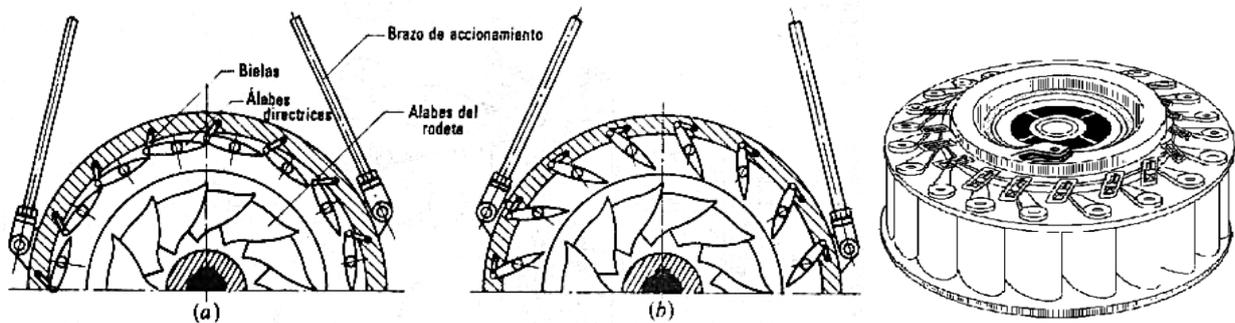
La cámara espiral es el órgano encargado de realizar la admisión óptima del agua con dimensiones mínimas y rendimientos máximos. Su misión es distribuir el agua uniformemente por toda la periferia del rodete a través de un órgano móvil llamado distribuidor. Para alturas H importantes la caja espiral 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:

El distribuidor de la turbina Francis está formado por aletas de guía pivoteadas (palas). El agua es acelerada en los canales entre aletas, de los que sale con una velocidad V_1 .

Las aletas guía pueden rotar un cierto ángulo sobre sus pivotes, para modificar la sección transversal de los canales y así ajustar el caudal. El perfil de las aletas guía se estudia de forma que la dirección de la velocidad relativa w_1 varíe poco con la carga, para así evitar en lo posible choques a la entrada del rodete. A pesar de que las palas del distribuidor se diseñan con forma de espiral logarítmica, que es la curva que define la trayectoria que sigue el flujo a su paso por el distribuidor, por razones de fabricación, en la turbina en la cual se va a realizar la práctica los álabes tienen forma de arco de circunferencia, ya que debido a las dimensiones tan reducidas de las palas esta diferencia es mínima.

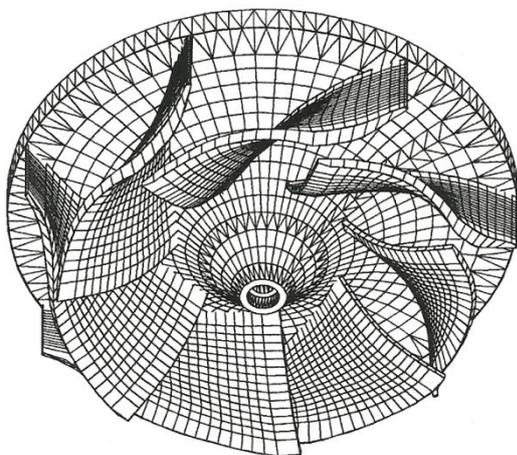


Tradicionalmente el giro de los álabes se consigue mediante mecanismos biela-manivela, aunque hay otras variantes igualmente aptas. En el caso de la turbina de talleres, fabricar estos mecanismos es muy complejo debido a su reducidas dimensiones. Por ello se ha optado por una solución más sencilla de entender, diseñar y fabricar: se utilizan engranajes, en concreto una corona con dentado interior y piñones amarrados a los ejes de las palas del distribuidor. De esta forma, provocando un determinado giro a la corona mediante un tornillo micrométrico y una rótula unida a la corona se asegura un mismo desplazamiento angular para todos los álabes del distribuidor.

- 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. Su diseño va dirigido a extraer del fluido el máximo de energía cinética, y a esto contribuyen tanto la cámara espiral y el distribuidor, dando la prerrotación adecuada, como el tubo de aspiración, reduciendo al máximo la presión a la salida del rodete.

Originalmente el flujo dentro del rodete queda limitado por dos superficies de revolución, una interior y otra exterior. La primera constituye el cubo de la rueda (corona) y la segunda el zuncho, que en las turbinas hidráulicas de elevado número de revoluciones queda reducido a un aro o llanta. Las dos meridianas de estas superficies de revolución constituyen lo que se suele llamar el perfil hidráulico de la turbina. En el caso de la turbina con la que se va a realizar la presente práctica



(imagen de la izquierda), como prevalece la visualización del flujo aunque se sacrifique el rendimiento, en el diseño del rodete se ha suprimido la corona quedando en este caso los álabes en voladizo empotrados en el zuncho. El perfil hidráulico queda configurado por el zuncho y otra pieza independiente del rodete.

Puesto que la turbina Pelton sirve para grandes alturas y pequeños caudales, el primer rodete Francis que sigue, o sustituye a la Pelton ($H \approx 500$ m) ha de tener una sección de entrada pequeña y un buen recorrido casi radial para transformar en velocidad una energía de presión importante. Con

mayores caudales y menores alturas, la forma del rodete va evolucionando a mayores secciones de entrada y flujo más axial.

- Tubo de descarga

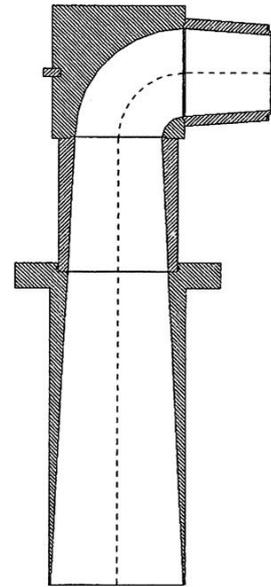
El tubo de descarga, llamado también tubo de aspiración por trabajar en depresión, forma parte de la turbina. En consecuencia, la sección final de aquél podría considerarse como sección de salida S de ésta. Su buen diseño es fundamental para el rendimiento de la turbina. Cumple tres funciones:

1- Conducir la corriente ordenadamente después de haber cedido su energía en el rodete al canal de salida.

2- Aprovechar el desnivel entre la salida del rodete y el canal de desagüe. Esto permite instalar la turbina por encima del nivel del desagüe sin que ello represente pérdida de altura. Sin embargo, para evitar la cavitación casi siempre hay que instalarla sumergida.

3- En turbinas hidráulicas de reacción, la energía cinética de descarga, $V_d^2/2$, es relativamente importante. En una Francis puede representar hasta un 10 % del salto. Se evita esta pérdida mediante un tubo de descarga divergente. La disminución de la velocidad al final del tubo provoca un vacío a la salida del rodete, por lo que la energía de presión entrega al mismo aumenta, compensando la energía cinética $c_2^2/2$.

En el caso de la turbina que se dispone en talleres, el tubo de aspiración está compuesto por un tronco de cono desde la salida del rodete hasta el nivel de aguas abajo (cuba), pero intercalado con un codo recto. Este codo es inevitable por tratarse de una turbina de eje horizontal, lo cual aumentará las pérdidas en el tubo de aspiración y en la turbina en general.



- Orificio compensador

Es una válvula de descarga colocada en la cámara espiral que se abre automáticamente cuando por una disminución de carga la turbina tiende a embalsarse. Sirve de protección contra el golpe de ariete, pues aunque las aletas guía cierren o abran con la rapidez exigida por la carga, las fluctuaciones de caudal en la conducción no serán tan rápidas al estar abierto el orificio compensador.

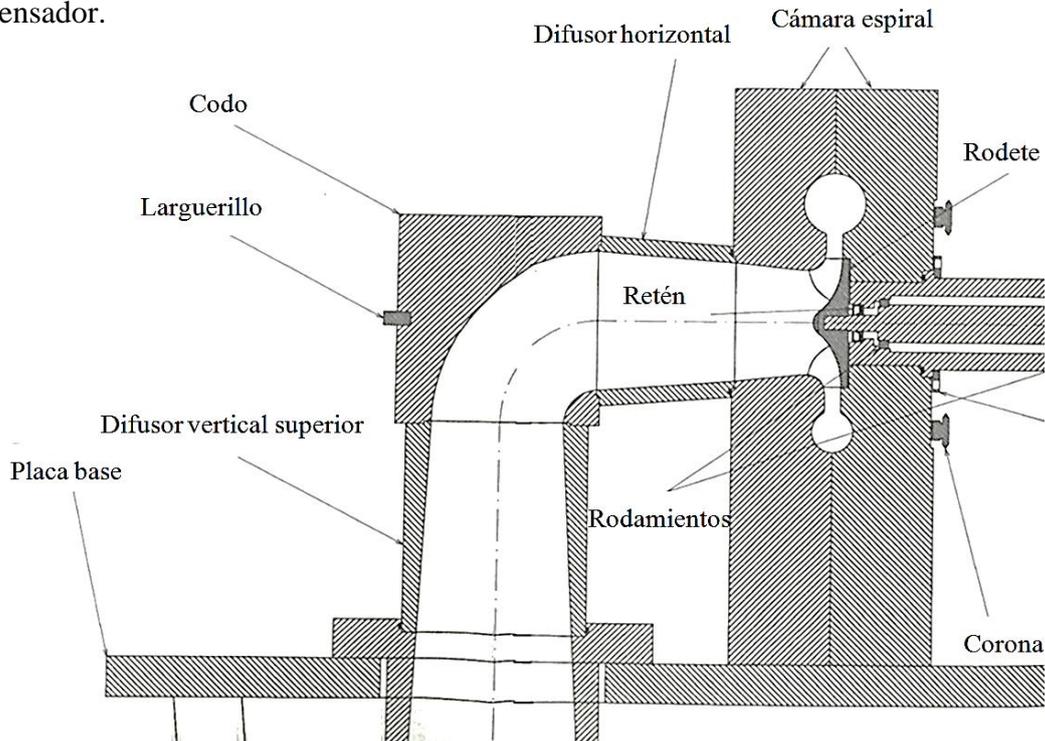


Fig. 1: Sección de la turbina Francis instalada en los talleres de la UPNA.

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.

$$n_s = \frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}(\text{CV ó kW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}} \left. \vphantom{\frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}(\text{CV ó kW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}}} \right\} \text{ punto de diseño, } \eta \text{ máx}$$

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, las turbinas Kaplan para n_s comprendidos entre 200 y 900, y las Francis para n_s comprendidos entre 75 y 450. El equipo del que se dispone está preparado para una altura de diseño de 15 m y un caudal normal de funcionamiento de 38 m³/h. Con estos datos se obtiene un n_s de en torno a 110, que se encuentra entre los valores aceptables para una turbina Francis y está fuera del rango de las turbinas Pelton y Kaplan.

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.

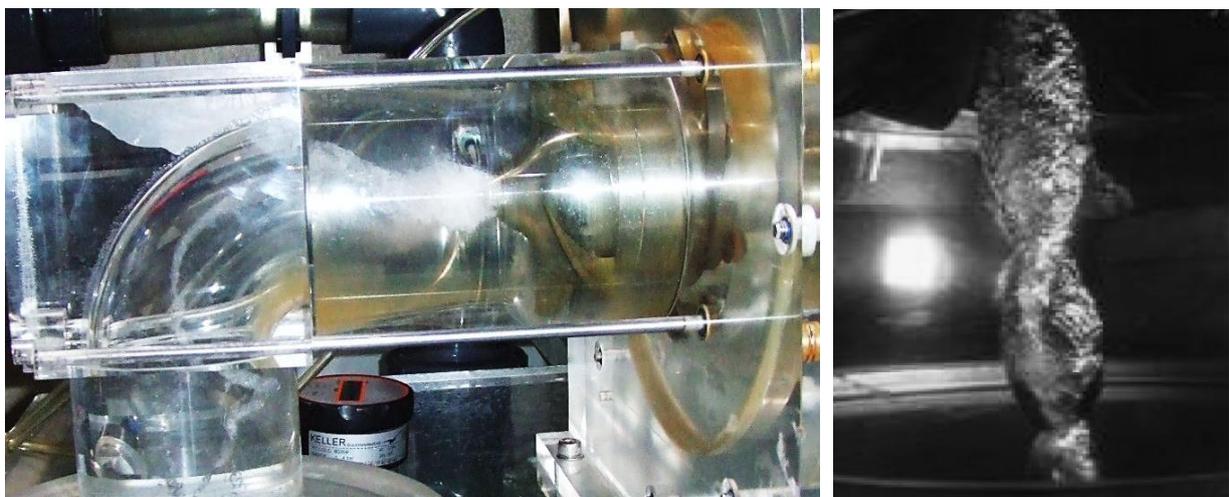


Fig. 2: Ejemplos de antorchas en uno de los equipos del laboratorio de la UPNA y en un banco de ensayos.

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 una fluctuación 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 correspondientemente 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.

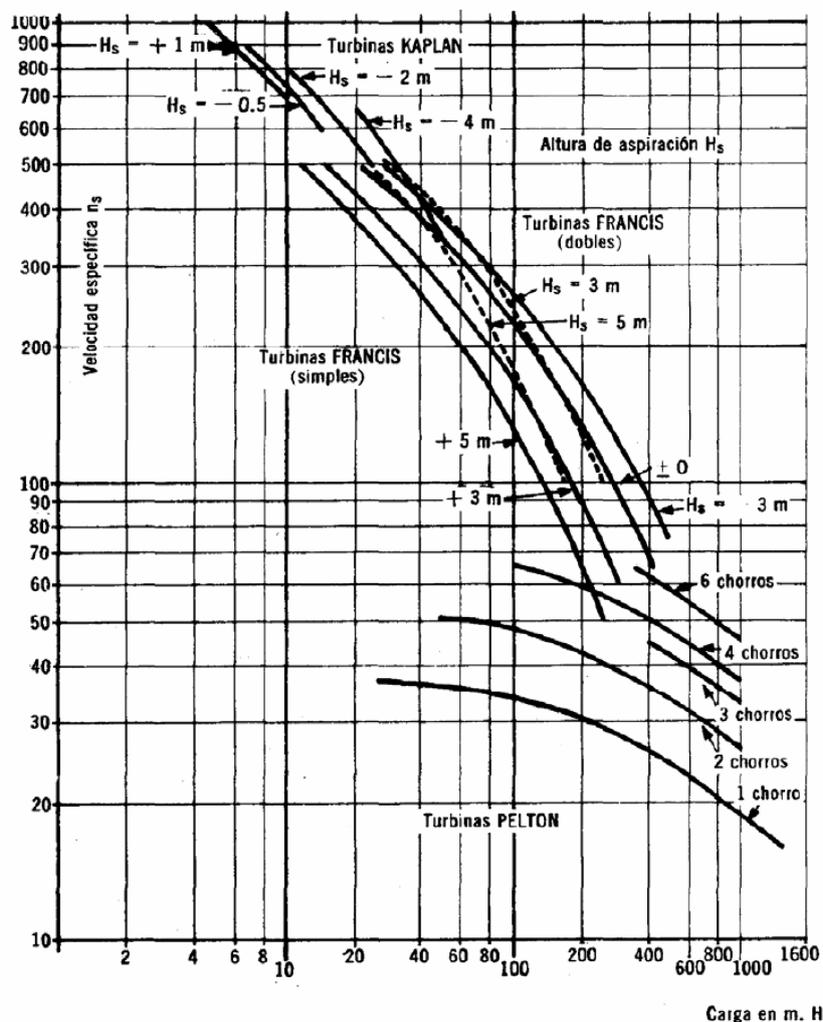


Fig. 3: Límite de cavitación para la velocidad específica en turbinas

MONTAJE EXPERIMENTAL

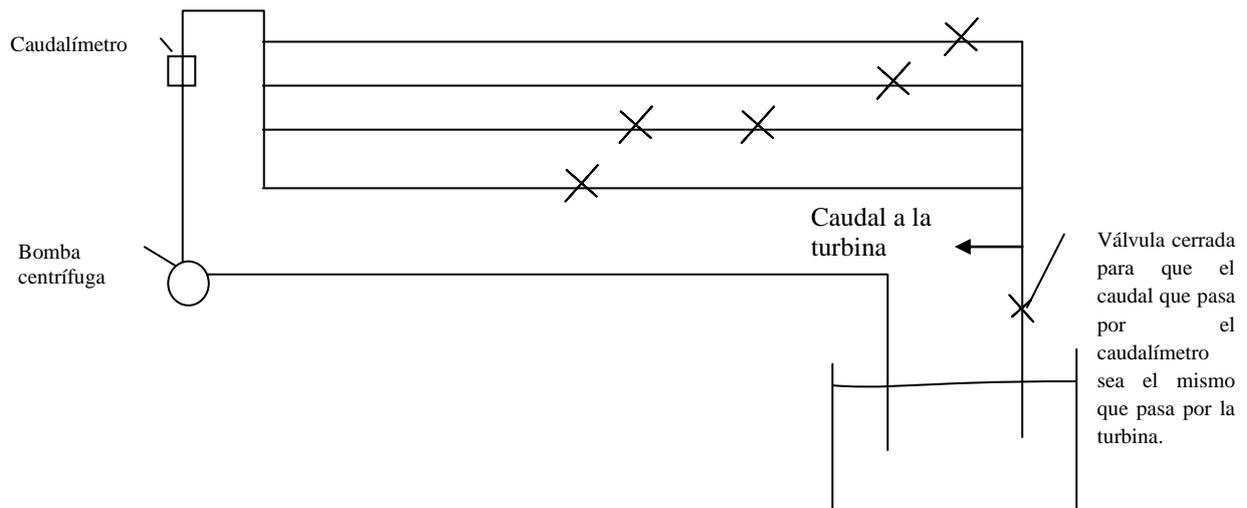


Fig. 4: Manejando alguna de las cinco válvulas que están en las cuatro tuberías horizontales en paralelo, simularemos una altura neta constante ($H = 13$ m), aproximadamente, en la turbina.

ALTURA NETA DE LA TURBINA

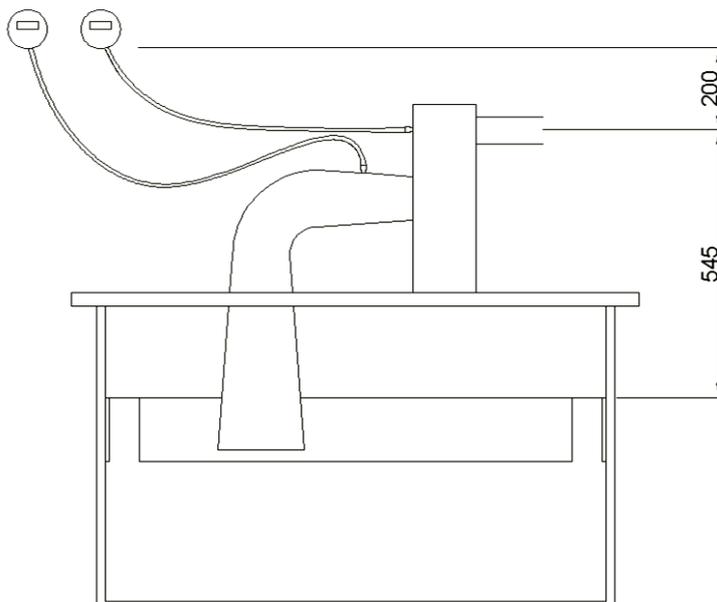
Si aplicamos Bernoulli entre la entrada y la salida de la turbina tenemos:

$$\frac{P_e}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} = \frac{P_s}{\rho g} + z_s + \frac{v_s^2}{2g} + H \quad (1)$$

y despejando la altura:

$$H = \frac{P_e}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{P_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g} \quad (2)$$

Como entrada a la turbina tomaremos el diámetro de la sección de entrada de la cámara espiral de 42,6 mm, y como salida se considera la sección final del tubo de aspiración, en nuestro caso de 154 mm de diámetro.



Datos de la turbina:

$$Z_{man_e} = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$$

$$Z_{man_{aspi}} = 240 \text{ mm} = 0,24 \text{ m}$$

$$Z_e = 545 \text{ mm} = 0,545 \text{ m}$$

$$Z_{asp} = 505 \text{ mm} = 0,505 \text{ m}$$

$$D_e = 42,6 \text{ mm}$$

$$D_{aspi} = 96 \text{ mm}$$

$$D_s = 154 \text{ mm}$$

$$\rho = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}; \quad g = 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$



Como se aprecia en este esquema, la entrada está a 545 mm por encima del nivel del agua. Para ello el agua debe enrasar con el borde superior de los cuatro salientes que tiene la cuba en sus paredes. Además, se debe tener en cuenta que el manómetro con el que se va a medir la presión de la entrada se encuentra a 200 mm por encima de dicha sección.

Como consideramos el nivel del agua en el tanque $z = 0$ y en ese punto $P = P_{atm}$:

$$H = \frac{P_{man_e} + \rho g z_{man_e}}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{P_{atm} - \rho g z_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g} \quad (2')$$

$$H = \frac{P_{man_e} + \rho g z_{man_e}}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{\rho g z_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g}$$

Así pues, la expresión de la altura neta queda:

$$H = \frac{P_{man_e}}{\rho g} + z_{man_e} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} = \frac{P_e}{\rho g} + 0,2 + 0,545 + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (3)$$

Por último, como $Q = V \cdot S$

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad (4)$$

Por lo tanto, la fórmula para el cálculo de la altura neta queda:

$$H = \frac{P_{man_e}}{\rho g} + z_{man_e} + z_e + \frac{\left(\frac{4Q}{\pi D_e^2}\right)^2 - \left(\frac{4Q}{\pi D_s^2}\right)^2}{2g} \quad (5)$$

Dado que la presión del manómetro viene en bares y el caudal medido viene en (m^3/h), podemos expresar:

$$H = \frac{P_{man_e}(bar) \cdot 10^5}{9,8 \cdot 1000} + 0,2 + 0,545 + \frac{\left(\frac{Q(m^3/h)}{3600 \cdot 1,425 \cdot 10^{-3}}\right)^2}{2 \cdot 9,8} - \frac{\left(\frac{Q(m^3/h)}{3600 \cdot 1,8627 \cdot 10^{-2}}\right)^2}{2 \cdot 9,8} \quad (6)$$

Y si simplificamos la expresión quedará:

$$H = P_{man_e}(bar) \cdot 10,204 + 0,745 + \frac{(Q(m^3/h))^2}{515,8} - \frac{(Q(m^3/h))^2}{88134,7} \quad (6')$$

Como a lo largo de la experiencia hemos de mantener $H = \text{cte.} \approx 13 \text{ m}$, la presión del manómetro, que hemos de conseguir jugando con las válvulas del circuito hidráulico, la deduciremos de la ecuación (6'). Para cada caudal será distinta la presión que debe indicar el manómetro. Como indica la siguiente tabla:

$Q(m^3/h)$	$P_{man_e}(\text{bar})$ para un altura neta $H=13 \text{ m}$
22	1,11
26	1,07
30	1,03
34	0,98



Cuando estemos haciendo medidas, para una posición fija del distribuidor, la presión indicada por el manómetro oscilará, cambiará aleatoriamente, lo que nos obligará a estar continuamente modificándola y aproximándola, más o menos, a la necesaria para que con ese caudal la altura sea $H \approx 13 \text{ m}$. En general la presión a la entrada P_e estará en el rango de $0,95 - 1,20 \text{ bar}$. Posteriormente transformaremos las medidas obtenidas, mediante las relaciones de semejanza, a las que habríamos obtenido si realmente la altura neta hubiera sido, rigurosamente, **13 m**.

ALTURA DE PÉRDIDAS

Si aplicamos Bernoulli entre la entrada y la salida de la tubería de aspiración tenemos:

$$\frac{P_{\text{asp}}}{\rho g} + z_{\text{asp}} + \frac{v_{\text{asp}}^2}{2g} = \frac{P_s}{\rho g} + z_s + \frac{v_s^2}{2g} + h_{p_{\text{asp}}} \quad (7)$$

y despejando la altura:

$$h_{p_{\text{asp}}} = \frac{P_{\text{asp}}}{\rho g} + z_{\text{asp}} + \frac{v_{\text{asp}}^2}{2g} - \frac{P_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g} \quad (8)$$

Por otra parte se sabe que $z_s = -\frac{P_s}{\rho \cdot g}$, con lo cual estos términos se anulan en la ecuación para calcular la altura de pérdidas de la tubería de aspiración:

$$h_{p_{\text{asp}}} = \frac{P_{\text{asp}}}{\rho g} + z_{\text{asp}} + \frac{v_{\text{asp}}^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (9)$$

Y entonces:

$$h_{p_{\text{asp}}} = \frac{P_{\text{man}_{\text{asp}}}}{\rho g} + z_{\text{man}_{\text{asp}}} + z_{\text{asp}} + \frac{v_{\text{asp}}^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (9')$$

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 $h_{p_{\text{asp}}}$, 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:

$$\text{Pot. neta} = H \cdot Q \cdot \rho \cdot g \quad (10)$$

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.

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.

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

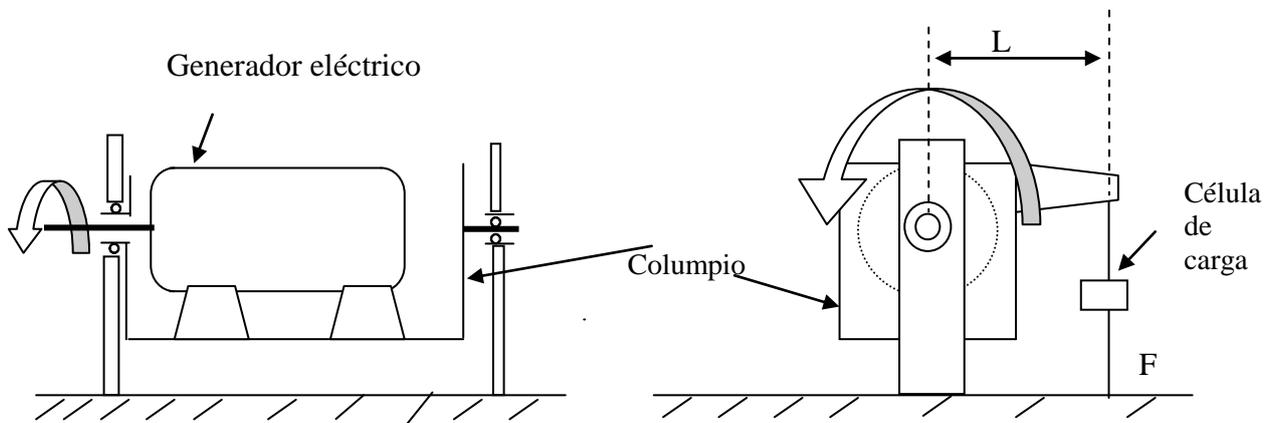


Fig. 5: Un esquema de cómo el generador eléctrico, que hace de freno a la turbina, está montado sobre el columpio. La fuerza (F) que mide la célula de carga, multiplicada por su mínima distancia al eje (L), nos da el par que transmite el eje (M).

RENDIMIENTO TOTAL

Como es lógico ha de definirse:

$$\eta_{total} = \frac{Pot_{eje}}{Pot_{neta}} \quad (12)$$

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 que $\eta_{volumetrica} = 1$.

PARÁMETROS QUE HAN DE MEDIRSE

Se tomarán un conjunto de valores para distintas aperturas del distribuidor, correspondientes a distintas posiciones del micrómetro, desde 0 mm hasta aproximadamente 7 mm (unas 8 posiciones). La apertura total del distribuidor corresponde a la posición 0 mm del micrómetro (100 % de apertura) y el distribuidor está prácticamente cerrado en la posición de 7 mm (12,5 % de apertura). **(No tiene ningún interés que el distribuidor esté completamente cerrado).**



Para cada apertura del distribuidor (mm del micrómetro) variaremos la velocidad de la turbina y tomaremos varios valores. 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 de velocidades comprendido entre 600 rpm y 4100 rpm. Puede darse el caso de que a 600 rpm no se obtenga una presión que haga $H = 13$ m. Se incrementará entonces la velocidad hasta obtener esta altura.

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 ³ /h)	Par de freno (N·m)
% ap. 1	2	3	4	5	6
0 mm 100%			600		
			1000		
			1400		
			1700		
			2000		
			2300		
			2600		
			2900		
			3200		
			3500		
			3800		
			4100		
		Embalamiento ()			cero

Conforme se va incrementando la velocidad, los valores de la presión cambiarán. Se deberán cambiar manipulando las diferentes válvulas para que **$H = 13$ m en la ecuación (6)**. No obstante, no se obtendrá en casi ninguna medida este valor, si no que variará ligeramente: 13,03; 13,07; 13,02...

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: $H=13$ m**.

A los valores homólogos a los obtenidos experimentalmente y correspondientes a **$H = 13$ 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 **13 m**.

Los datos obtenidos experimentalmente para las distintas posiciones del distribuidor y velocidades de la turbina, para una altura constante de **13 m**, vienen recogidos en las siguientes tablas:



TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS (equipo n°: ___)

Valores medidos, experimentales							Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m							
Micr. (mm)	P _{man_e} (bar)	P _{man_{asp}} (bar)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η _{total} (%)	h _{pasp} (m)	
% ap. 1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
0 mm 100%														
								Q _{medio}						

Valores medidos, experimentales							Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m							
Micr. (mm)	P _{man_e} (bar)	P _{man_{asp}} (bar)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η _{total} (%)	h _{pasp} (m)	
% ap. 1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
0 mm 100%														
								Q _{medio}						



Valores medidos, experimentales							Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m						
Micr. (mm) % ap. 1	P _{man_e} (bar) 2	P _{man_{asp}} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14
0 mm 100%													
Q _{medio}													

Valores medidos, experimentales							Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m						
Micr. (mm) % ap. 1	P _{man_e} (bar) 2	P _{man_{asp}} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14
0 mm 100%													
Q _{medio}													



Valores medidos, experimentales							Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m						
Micr. (mm) % ap. 1	P _{man_e} (bar) 2	P _{man_{asp}} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14
0 mm 100%													
Q _{medio}													

Valores medidos, experimentales							Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m						
Micr. (mm) % ap. 1	P _{man_e} (bar) 2	P _{man_{asp}} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14
0 mm 100%													
Q _{medio}													



Valores medidos, experimentales							Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m							
Micr. (mm) % ap. 1	P _{man_e} (bar) 2	P _{man_{asp}} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14	
0 mm 100%														
								Q _{medio}						

Valores medidos, experimentales							Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m							
Micr. (mm) % ap. 1	P _{man_e} (bar) 2	P _{man_{asp}} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14	
0 mm 100%														
								Q _{medio}						



CONSTRUCCIÓN DE LAS TABLAS

Para cada posición del distribuidor construiremos una tabla. Veamos cada 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') con los valores del manómetro y caudalímetro obtenidos.

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 cercanas a 13 m.

Pues bien, corregimos estas medidas a las que habríamos obtenido si la altura neta hubiera sido rigurosamente constante e igual a $H = 13$ 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 (homóloga) es la velocidad de la turbina que corresponde al punto homólogo al medido, pero con: $H_{\text{homóloga}} = 13$ 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 $H_{\text{homóloga}} = 13$ 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 $H_{\text{homóloga}} = 13$ m



A partir de ahora todos los cálculos se harán sobre estos valores, columnas 8, 9 y 10.

11ª Columna:

Potencia útil de la turbina ó potencia en el eje, de la ecuación (11).

12ª Columna:

Potencia neta, de la ecuación (10) calculada con el caudal medio de la columna “9”, y la altura neta: $H = 13$ m

13ª Columna:

Rendimiento total de la turbina, de la ecuación (12).

14ª Columna:

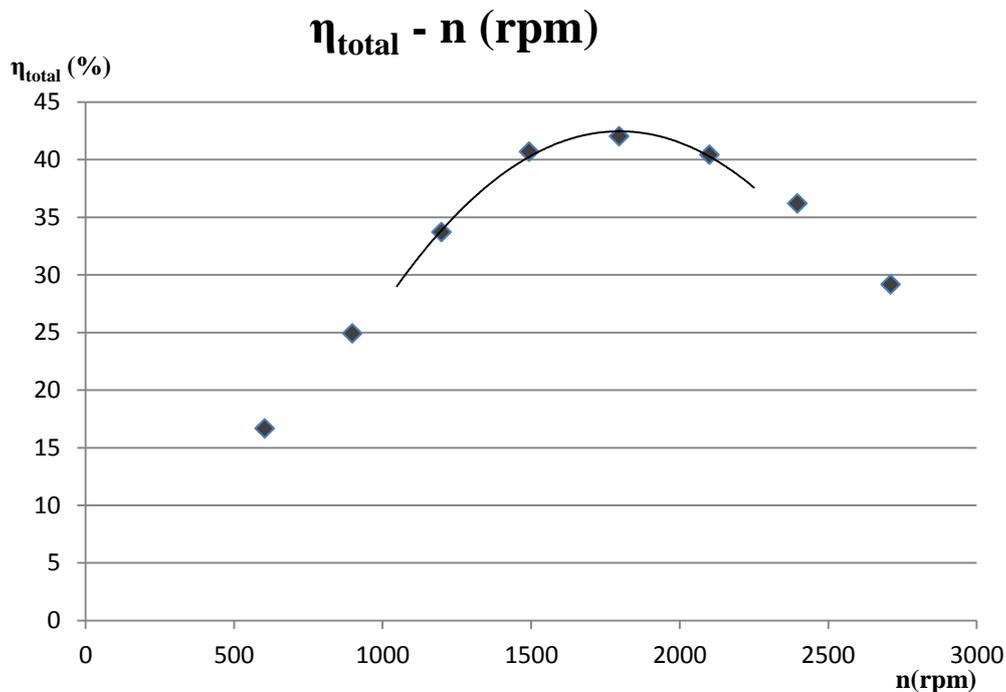
Altura de pérdidas en la tubería de aspiración, de la ecuación (9’).

TRABAJO A REALIZAR

Se deberán representar las siguientes gráficas:

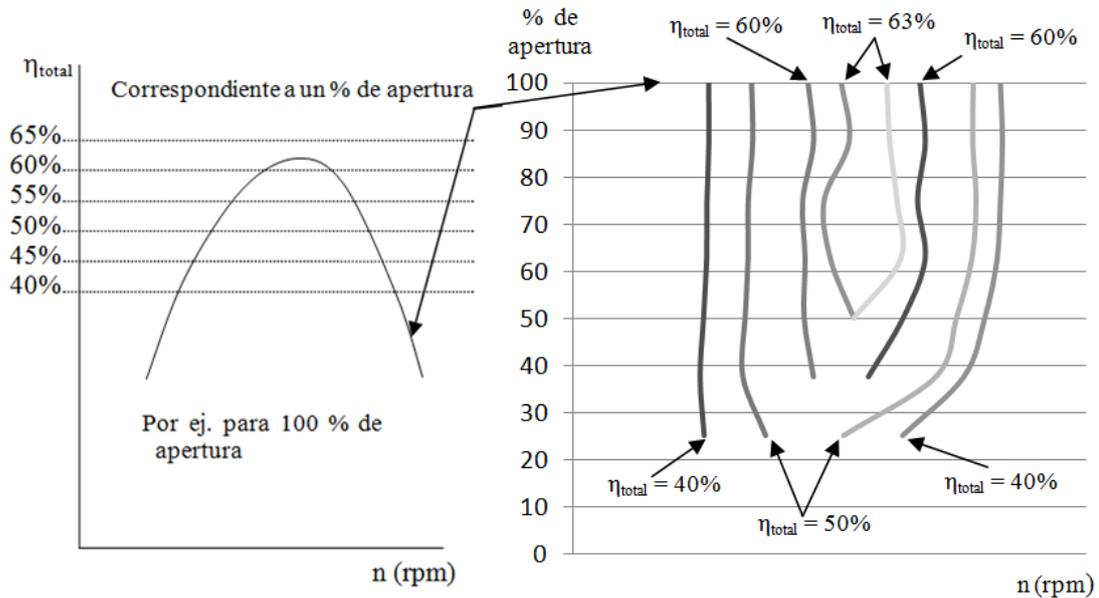
- Gráficas rendimiento total (η_{total}) – n° de revoluciones de la turbina (n).

Para cada posición del distribuidor, se representará el rendimiento total (columna 13) respecto al n° de revoluciones de la turbina (columna 8):





- Gráfica colina de rendimientos

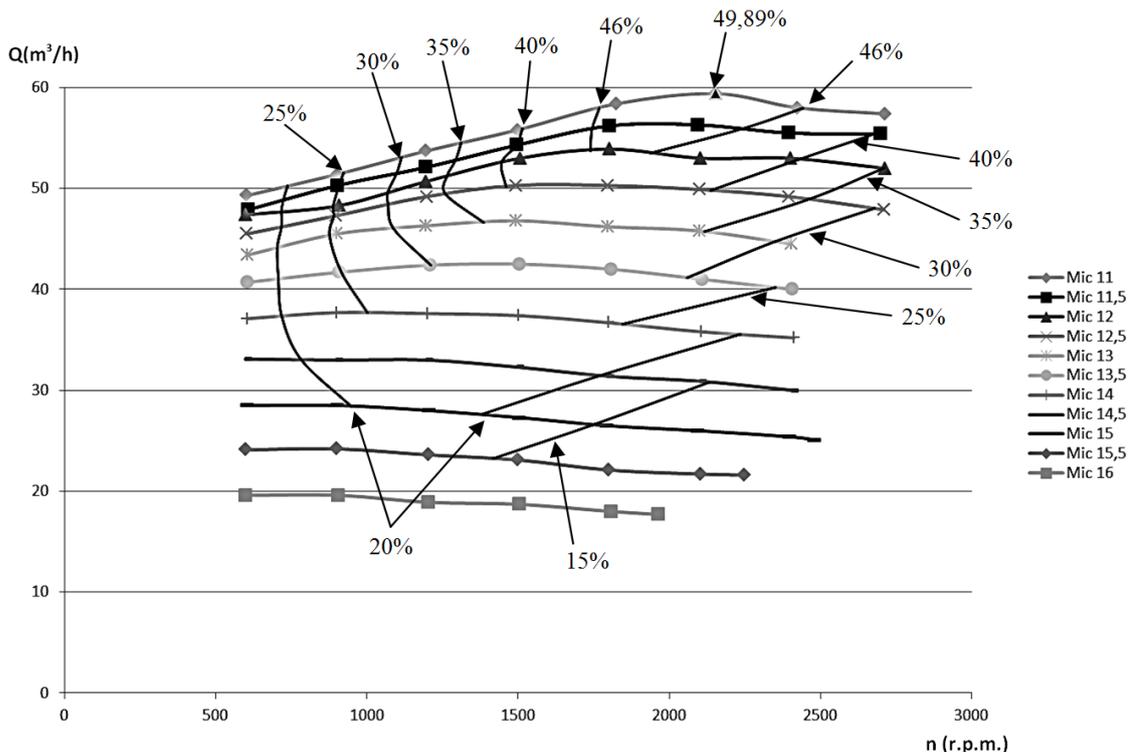


Los datos para construir la colina de rendimientos los tomaremos de los gráficos anteriores, de las intersecciones de las rectas horizontales (rendimientos totales) con la curva ajustada. Se tomarán preferiblemente los rendimientos: 35%, 40%, 45%, 50%, 55%, 60% y el máximo alcanzado.

Por último se unirán, aproximadamente, los puntos de igual rendimiento en la colina.

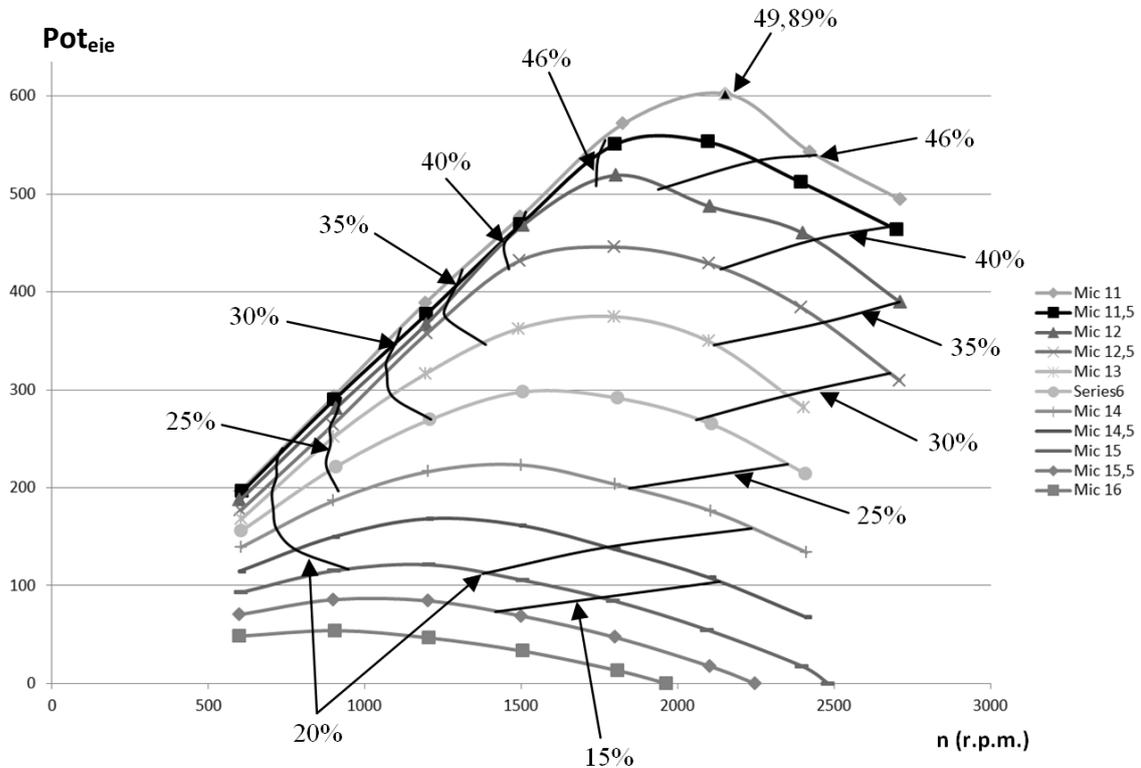
- Gráfica caudal (Q) – revoluciones de la turbina (n)

- 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_{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_s ; nº de Kammerer), y la velocidad específica adimensional (ω_s).

$n_s = \frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}(\text{CV ó kW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}}$	(hay que especificar si la potencia se ha expresado en CV ó en kW)
punto de diseño, η máx	

$\omega_s = \frac{\omega \text{ (rad/s)} \cdot \sqrt{\frac{\text{Pot}}{\rho}}}{(g \cdot H_{\text{neta}})^{\frac{5}{4}}}$	punto de diseño, η 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.

Resultados obtenidos

Punto de diseño:

- $n = \underline{\hspace{2cm}}$ rpm
 - % de apertura del distribuidor = $\underline{\hspace{2cm}}$
 - $H_{\text{neta}} = 8 \text{ m}$
 - $\eta_{\text{máx}} = \underline{\hspace{2cm}} \%$
- } $\text{Pot}_{\text{eje}} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ W} = \underline{\hspace{2cm}} \text{ CV}$

$$n_s = \frac{n \text{ (rpm)} \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}} \text{ (CV)}}}{\frac{5}{8^4} \text{ m}} =$$

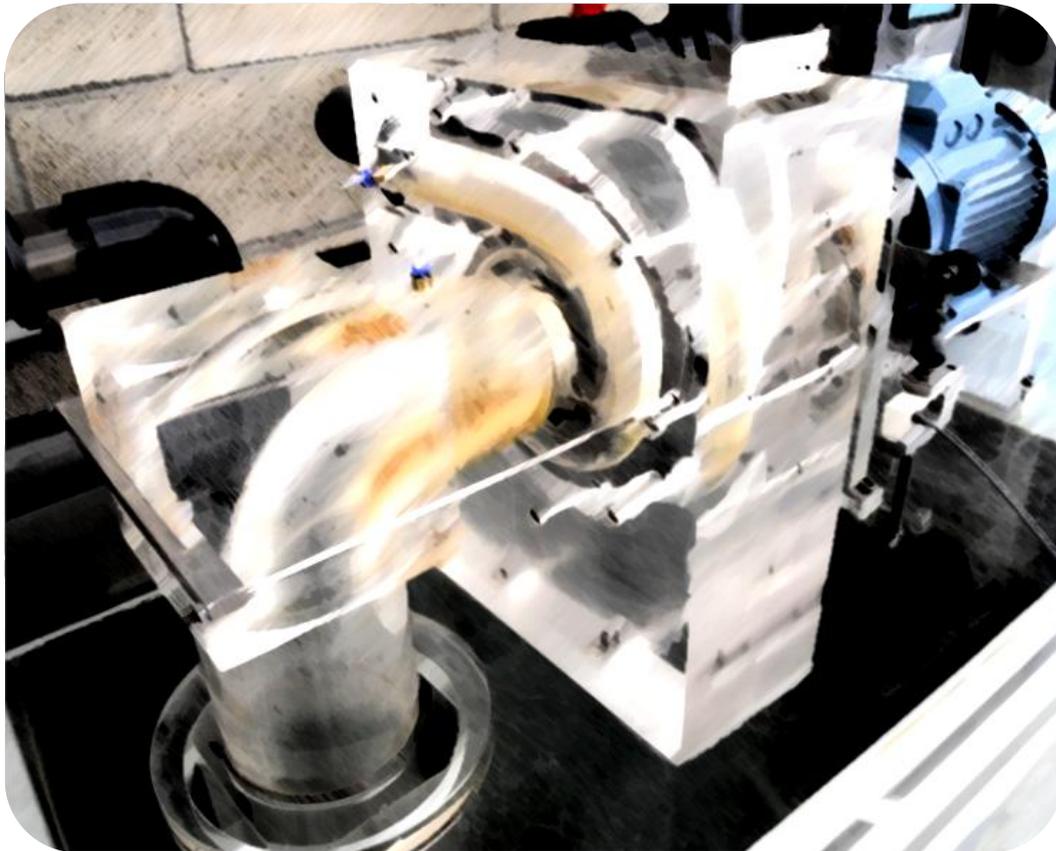
$$\omega_s = \frac{n \text{ (rpm)} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \sqrt{\frac{\text{Pot}_{\text{eje}}}{1000}}}{(9,8 \cdot 8)^{\frac{5}{4}}} =$$



PRÁCTICA 7

(Guión para el profesor)

Estudio experimental de una turbina Francis



En la Turbina Francis el fluido pasa por la cámara espiral y los álabes del distribuidor, los cuales le imparten una velocidad tangencial y una velocidad radial hacia el centro. Al pasar por los álabes del rodete esta rotación es absorbida. La componente radial cambia gradualmente hasta convertirse en una axial, y la componente tangencial desaparece casi completamente. Es precisamente esa variación (rotación – no rotación) la que encierra la energía que absorbe la turbina.

La turbina Francis se encuentra dentro de la categoría de las turbinas semiaxiales, diagonales, o de flujo mixto. Además la turbina Francis 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. A medida que se evoluciona a menores alturas y mayores caudales, el rodete modifica su geometría desde flujo casi radial con sección de entrada muy pequeña hasta flujo casi axial con sección de entrada muy grande.

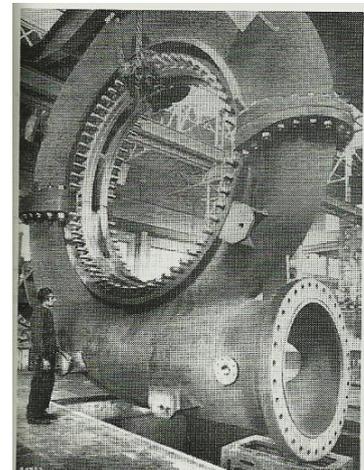
Por otra parte, las velocidades específicas (n_s) en las turbinas Francis se encuentran frecuentemente entre 75 – 400, aunque pueden forzarse hasta 50 – 450. Las turbinas cuyos n_s están comprendidos entre 50 – 125 se denominan Francis lentas; entre 125 – 300, Francis normales; y entre 300 – 420 Francis rápidas. A las más rápidas se denominan también Francis exprés.

Entre las ventajas de la turbina Francis tenemos que en el rodete el flujo es centrípeto, lo cual, además de reducir las pérdidas, conduce a una salida central del agua del rodete, permitiendo el empleo de un tubo de aspiración de fácil diseño. Además el entrehierro, o espacio sin álabes entre el distribuidor y el rodete, permite en las turbinas de n_s elevado una entrada satisfactoria de la corriente al rodete con choque reducido, aún en cargas distintas de la carga nominal o de diseño. Por otra parte, esta turbina no es la mejor para utilizar frente a grandes variaciones de caudal, y además se debe controlar en ella el comportamiento de la cavitación.

Los componentes que forman la turbina Francis son los siguientes:

- Cámara espiral:

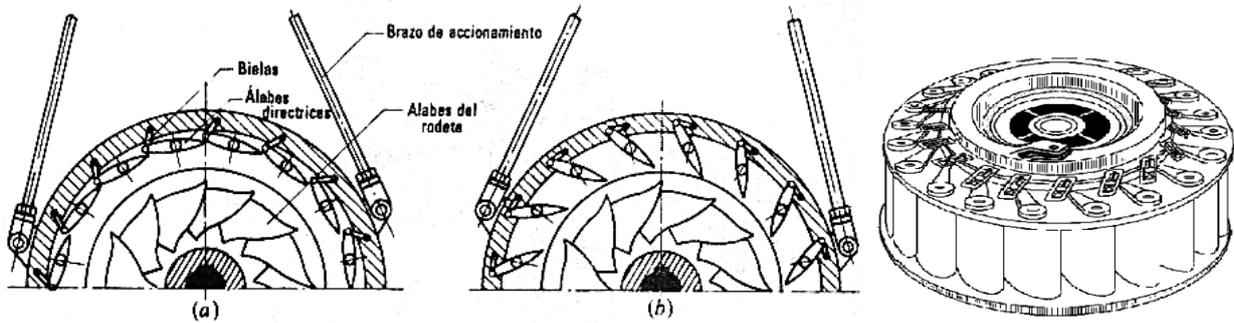
La cámara espiral es el órgano encargado de realizar la admisión óptima del agua con dimensiones mínimas y rendimientos máximos. Su misión es distribuir el agua uniformemente por toda la periferia del rodete a través de un órgano móvil llamado distribuidor. Para alturas H importantes la caja espiral 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:

El distribuidor de la turbina Francis está formado por aletas de guía pivoteadas (palas). El agua es acelerada en los canales entre aletas, de los que sale con una velocidad V_1 .

Las aletas guía pueden rotar un cierto ángulo sobre sus pivotes, para modificar la sección transversal de los canales y así ajustar el caudal. El perfil de las aletas guía se estudia de forma que la dirección de la velocidad relativa w_1 varíe poco con la carga, para así evitar en lo posible choques a la entrada del rodete. A pesar de que las palas del distribuidor se diseñan con forma de espiral logarítmica, que es la curva que define la trayectoria que sigue el flujo a su paso por el distribuidor, por razones de fabricación, en la turbina en la cual se va a realizar la práctica los álabes tienen forma de arco de circunferencia, ya que debido a las dimensiones tan reducidas de las palas esta diferencia es mínima.

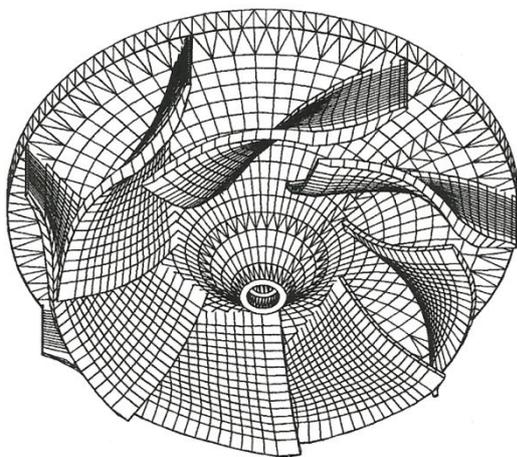


Tradicionalmente el giro de los álabes se consigue mediante mecanismos biela-manivela, aunque hay otras variantes igualmente aptas. En el caso de la turbina de talleres, fabricar estos mecanismos es muy complejo debido a su reducidas dimensiones. Por ello se ha optado por una solución más sencilla de entender, diseñar y fabricar: se utilizan engranajes, en concreto una corona con dentado interior y piñones amarrados a los ejes de las palas del distribuidor. De esta forma, provocando un determinado giro a la corona mediante un tornillo micrométrico y una rótula unida a la corona se asegura un mismo desplazamiento angular para todos los álabes del distribuidor.

- 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. Su diseño va dirigido a extraer del fluido el máximo de energía cinética, y a esto contribuyen tanto la cámara espiral y el distribuidor, dando la prerrotación adecuada, como el tubo de aspiración, reduciendo al máximo la presión a la salida del rodete.

Originalmente el flujo dentro del rodete queda limitado por dos superficies de revolución, una interior y otra exterior. La primera constituye el cubo de la rueda (corona) y la segunda el zuncho, que en las turbinas hidráulicas de elevado número de revoluciones queda reducido a un aro o llanta. Las dos meridianas de estas superficies de revolución constituyen lo que se suele llamar el perfil hidráulico de la turbina. En el caso de la turbina con la que se va a realizar la presente práctica



(imagen de la izquierda), como prevalece la visualización del flujo aunque se sacrifique el rendimiento, en el diseño del rodete se ha suprimido la corona quedando en este caso los álabes en voladizo empotrados en el zuncho. El perfil hidráulico queda configurado por el zuncho y otra pieza independiente del rodete.

Puesto que la turbina Pelton sirve para grandes alturas y pequeños caudales, el primer rodete Francis que sigue, o sustituye a la Pelton ($H \approx 500$ m) ha de tener una sección de entrada pequeña y un buen recorrido casi radial para transformar en velocidad una energía de presión importante. Con

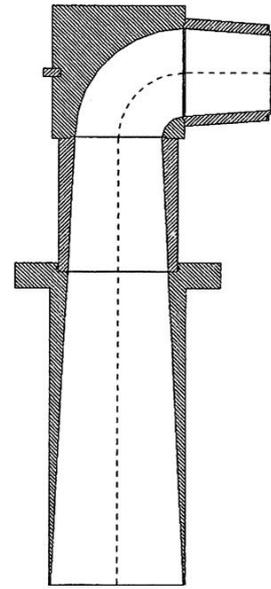
mayores caudales y menores alturas, la forma del rodete va evolucionando a mayores secciones de entrada y flujo más axial.

- 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 buen diseño es fundamental para el rendimiento de la turbina. Cumple tres funciones:

- 1- Conducir la corriente ordenadamente después de haber cedido su energía en el rodete al canal de salida.
- 2- Aprovechar el desnivel entre la salida del rodete y el canal de desagüe. Esto permite instalar la turbina por encima del nivel del desagüe sin que ello represente pérdida de altura. Sin embargo, para evitar la cavitación casi siempre hay que instalarla sumergida.
- 3- En turbinas hidráulicas de reacción, la energía cinética de descarga, $V_d^2/2$, es relativamente importante. En una Francis puede representar hasta un 10 % del salto. Se evita esta pérdida mediante un tubo de descarga divergente. La disminución de la velocidad al final del tubo provoca un vacío a la salida del rodete, por lo que la energía de presión entrega al mismo aumenta, compensando la energía cinética $c_2^2/2$.

En el caso de la turbina que se dispone en talleres, el tubo de aspiración está compuesto por un tronco de cono desde la salida del rodete hasta el nivel de aguas abajo (cuba), pero intercalado con un codo recto. Este codo es inevitable por tratarse de una turbina de eje horizontal, lo cual aumentará las pérdidas en el tubo de aspiración y en la turbina en general.



- Orificio compensador

Es una válvula de descarga colocada en la cámara espiral que se abre automáticamente cuando por una disminución de carga la turbina tiende a embalsarse. Sirve de protección contra el golpe de ariete, pues aunque las aletas guía cierren o abran con la rapidez exigida por la carga, las fluctuaciones de caudal en la conducción no serán tan rápidas al estar abierto el orificio compensador.

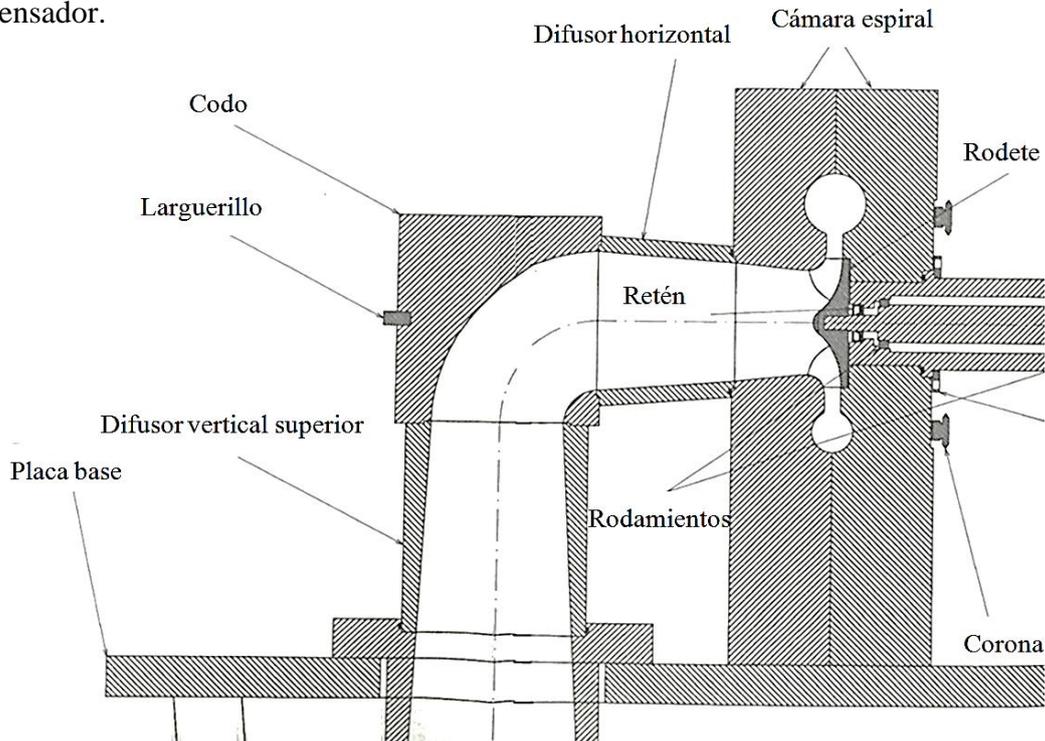


Fig. 1: Sección de la turbina Francis instalada en los talleres de la UPNA.

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.

$$n_s = \frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}(\text{CV ó kW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}} \left. \vphantom{\frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}(\text{CV ó kW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}}} \right\} \text{ punto de diseño, } \eta \text{ máx}$$

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, las turbinas Kaplan para n_s comprendidos entre 200 y 900, y las Francis para n_s comprendidos entre 75 y 450. El equipo del que se dispone está preparado para una altura de diseño de 15 m y un caudal normal de funcionamiento de 38 m³/h. Con estos datos se obtiene un n_s de en torno a 110, que se encuentra entre los valores aceptables para una turbina Francis y está fuera del rango de las turbinas Pelton y Kaplan.

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.

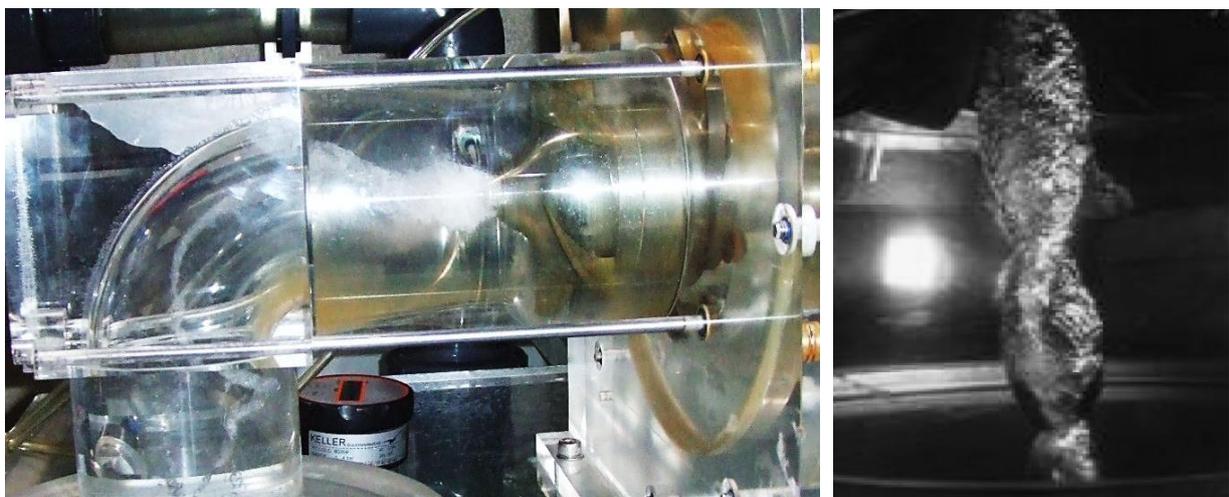


Fig. 2: Ejemplos de antorchas en uno de los equipos del laboratorio de la UPNA y en un banco de ensayos.

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 una fluctuación 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 correspondientemente 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.

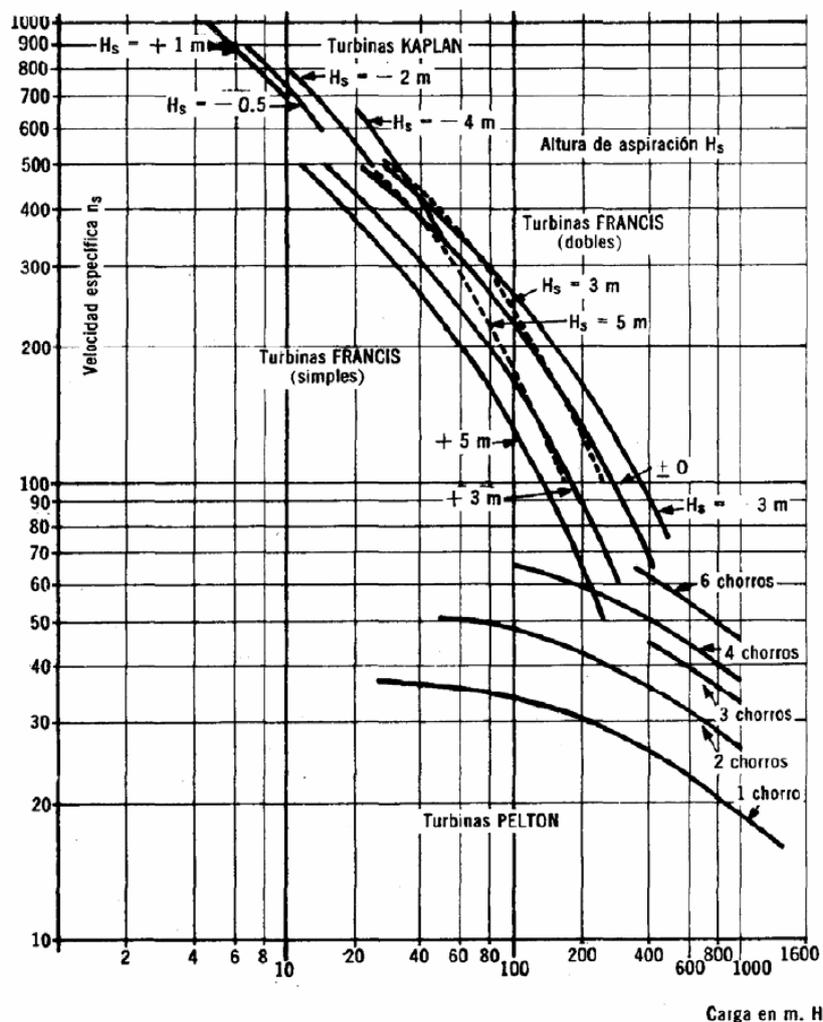


Fig. 3: Límite de cavitación para la velocidad específica en turbinas

MONTAJE EXPERIMENTAL

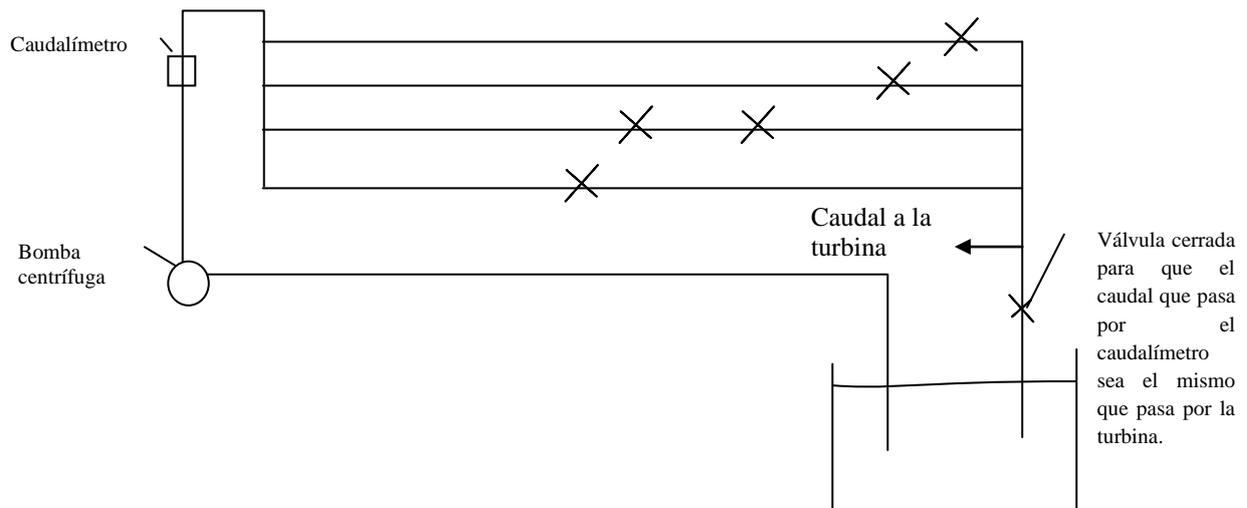


Fig. 4: Manejando alguna de las cinco válvulas que están en las cuatro tuberías horizontales en paralelo, simularemos una altura neta constante ($H = 13$ m), aproximadamente, en la turbina.

ALTURA NETA DE LA TURBINA

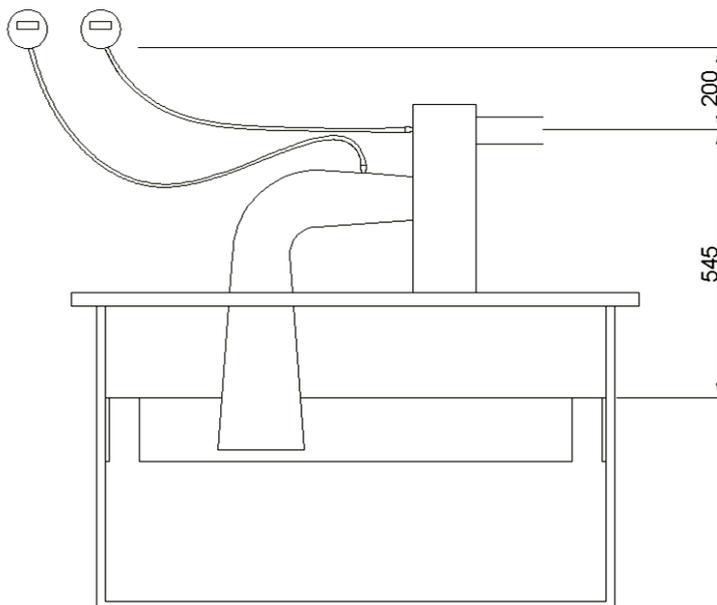
Si aplicamos Bernoulli entre la entrada y la salida de la turbina tenemos:

$$\frac{P_e}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} = \frac{P_s}{\rho g} + z_s + \frac{v_s^2}{2g} + H \quad (1)$$

y despejando la altura:

$$H = \frac{P_e}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{P_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g} \quad (2)$$

Como entrada a la turbina tomaremos el diámetro de la sección de entrada de la cámara espiral de 42,6 mm, y como salida se considera la sección final del tubo de aspiración, en nuestro caso de 154 mm de diámetro.



Datos de la turbina:

$$Z_{man_e} = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$$

$$Z_{man_{aspi}} = 240 \text{ mm} = 0,24 \text{ m}$$

$$Z_e = 545 \text{ mm} = 0,545 \text{ m}$$

$$Z_{asp} = 505 \text{ mm} = 0,505 \text{ m}$$

$$D_e = 42,6 \text{ mm}$$

$$D_{aspi} = 96 \text{ mm}$$

$$D_s = 154 \text{ mm}$$

$$\rho = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}; \quad g = 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$



Como se aprecia en este esquema, la entrada está a 545 mm por encima del nivel del agua. Para ello el agua debe enrasar con el borde superior de los cuatro salientes que tiene la cuba en sus paredes. Además, se debe tener en cuenta que el manómetro con el que se va a medir la presión de la entrada se encuentra a 200 mm por encima de dicha sección.

Como consideramos el nivel del agua en el tanque $z = 0$ y en ese punto $P = P_{atm}$:

$$H = \frac{P_{man_e} + \rho g z_{man_e}}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{P_{atm} - \rho g z_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g} \quad (2')$$

$$H = \frac{P_{man_e} + \rho g z_{man_e}}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{\rho g z_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g}$$

Así pues, la expresión de la altura neta queda:

$$H = \frac{P_{man_e}}{\rho g} + z_{man_e} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} = \frac{P_e}{\rho g} + 0,2 + 0,545 + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (3)$$

Por último, como $Q = V \cdot S$

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad (4)$$

Por lo tanto, la fórmula para el cálculo de la altura neta queda:

$$H = \frac{P_{man_e}}{\rho g} + z_{man_e} + z_e + \frac{\left(\frac{4Q}{\pi D_e^2}\right)^2 - \left(\frac{4Q}{\pi D_s^2}\right)^2}{2g} \quad (5)$$

Dado que la presión del manómetro viene en bares y el caudal medido viene en (m^3/h), podemos expresar:

$$H = \frac{P_{man_e}(bar) \cdot 10^5}{9,8 \cdot 1000} + 0,2 + 0,545 + \frac{\left(\frac{Q(m^3/h)}{3600 \cdot 1,425 \cdot 10^{-3}}\right)^2}{2 \cdot 9,8} - \frac{\left(\frac{Q(m^3/h)}{3600 \cdot 1,8627 \cdot 10^{-2}}\right)^2}{2 \cdot 9,8} \quad (6)$$

Y si simplificamos la expresión quedará:

$$H = P_{man_e}(bar) \cdot 10,204 + 0,745 + \frac{(Q(m^3/h))^2}{515,8} - \frac{(Q(m^3/h))^2}{88134,7} \quad (6')$$

Como a lo largo de la experiencia hemos de mantener $H = \text{cte.} \approx 13 \text{ m}$, la presión del manómetro, que hemos de conseguir jugando con las válvulas del circuito hidráulico, la deduciremos de la ecuación (6'). Para cada caudal será distinta la presión que debe indicar el manómetro. Como indica la siguiente tabla:

$Q(m^3/h)$	$P_{man_e}(\text{bar})$ para un altura neta $H=13 \text{ m}$
22	1,11
26	1,07
30	1,03
34	0,98



Cuando estemos haciendo medidas, para una posición fija del distribuidor, la presión indicada por el manómetro oscilará, cambiará aleatoriamente, lo que nos obligará a estar continuamente modificándola y aproximándola, más o menos, a la necesaria para que con ese caudal la altura sea $H \approx 13 \text{ m}$. En general la presión a la entrada P_e estará en el rango de $0,95 - 1,20 \text{ bar}$. Posteriormente transformaremos las medidas obtenidas, mediante las relaciones de semejanza, a las que habríamos obtenido si realmente la altura neta hubiera sido, rigurosamente, **13 m**.

ALTURA DE PÉRDIDAS

Si aplicamos Bernoulli entre la entrada y la salida de la tubería de aspiración tenemos:

$$\frac{P_{\text{asp}}}{\rho g} + z_{\text{asp}} + \frac{v_{\text{asp}}^2}{2g} = \frac{P_s}{\rho g} + z_s + \frac{v_s^2}{2g} + h_{p_{\text{asp}}} \quad (7)$$

y despejando la altura:

$$h_{p_{\text{asp}}} = \frac{P_{\text{asp}}}{\rho g} + z_{\text{asp}} + \frac{v_{\text{asp}}^2}{2g} - \frac{P_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g} \quad (8)$$

Por otra parte se sabe que $z_s = -\frac{P_s}{\rho \cdot g}$, con lo cual estos términos se anulan en la ecuación para calcular la altura de pérdidas de la tubería de aspiración:

$$h_{p_{\text{asp}}} = \frac{P_{\text{asp}}}{\rho g} + z_{\text{asp}} + \frac{v_{\text{asp}}^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (9)$$

Y entonces:

$$h_{p_{\text{asp}}} = \frac{P_{\text{man}_{\text{asp}}}}{\rho g} + z_{\text{man}_{\text{asp}}} + z_{\text{asp}} + \frac{v_{\text{asp}}^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (9')$$

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 $h_{p_{\text{asp}}}$, 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:

$$\text{Pot. neta} = H \cdot Q \cdot \rho \cdot g \quad (10)$$

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.

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.

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

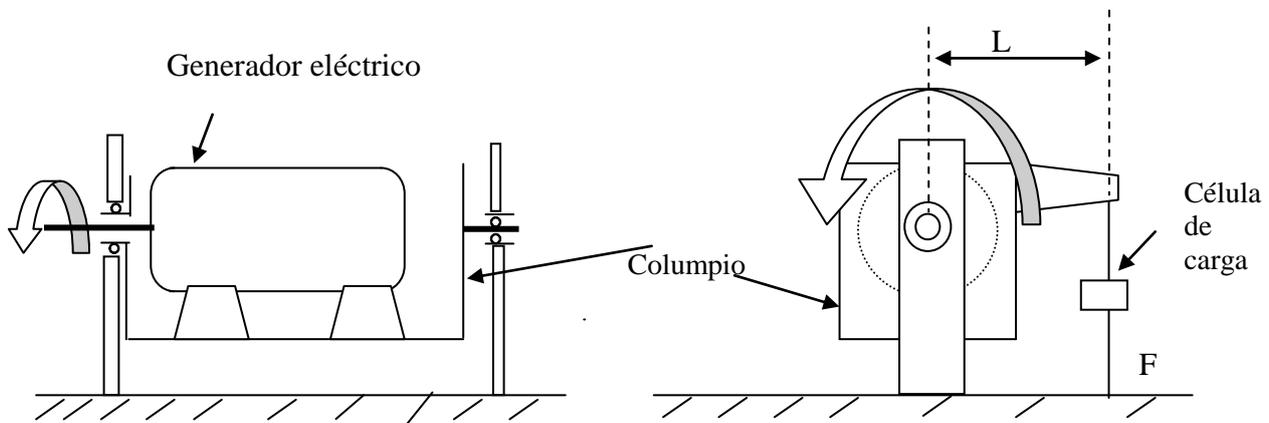


Fig. 5: Un esquema de cómo el generador eléctrico, que hace de freno a la turbina, está montado sobre el columpio. La fuerza (F) que mide la célula de carga, multiplicada por su mínima distancia al eje (L), nos da el par que transmite el eje (M).

RENDIMIENTO TOTAL

Como es lógico ha de definirse:

$$\eta_{total} = \frac{Pot_{eje}}{Pot_{neta}} \quad (12)$$

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 que $\eta_{volumetrica} = 1$.

PARÁMETROS QUE HAN DE MEDIRSE

Se tomarán un conjunto de valores para distintas aperturas del distribuidor, correspondientes a distintas posiciones del micrómetro, desde 0 mm hasta aproximadamente 7 mm (unas 8 posiciones). La apertura total del distribuidor corresponde a la posición 0 mm del micrómetro (100 % de apertura) y el distribuidor está prácticamente cerrado en la posición de 7 mm (12,5 % de apertura). **(No tiene ningún interés que el distribuidor esté completamente cerrado).**



Para cada apertura del distribuidor (mm del micrómetro) variaremos la velocidad de la turbina y tomaremos varios valores. 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 de velocidades comprendido entre 600 rpm y 4100 rpm. Puede darse el caso de que a 600 rpm no se obtenga una presión que haga $H = 13$ m. Se incrementará entonces la velocidad hasta obtener esta altura.

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 ³ /h)	Par de freno (N·m)
% ap. 1	2	3	4	5	6
0 mm 100%			600		
			1000		
			1400		
			1700		
			2000		
			2300		
			2600		
			2900		
			3200		
			3500		
			3800		
			4100		
		Embalamiento ()			cero

Conforme se va incrementando la velocidad, los valores de la presión cambiarán. Se deberán cambiar manipulando las diferentes válvulas para que **$H = 13$ m en la ecuación (6)**. No obstante, no se obtendrá en casi ninguna medida este valor, si no que variará ligeramente: 13,03; 13,07; 13,02...

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: $H=13$ m**.

A los valores homólogos a los obtenidos experimentalmente y correspondientes a **$H = 13$ 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 **13 m**.

Los datos obtenidos experimentalmente para las distintas posiciones del distribuidor y velocidades de la turbina, para una altura constante de **13 m**, vienen recogidos en las siguientes tablas:


TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS (equipo n°: 8)

Valores medidos, experimentales							Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m						
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar)	Pman _{asp} (bar)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η_{total} (%)	h _{pasp} (m)
2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
0 mm 100%	0,96	-0,07	602	36,6	4,62	13,12	599,2	36,43	4,58	287,39	1175,0	24,46	0,12
	0,96	-0,075	1003	36,8	4,34	13,15	997,3	36,59	4,29	448,03		38,13	0,07
	0,96	-0,075	1405	36,8	4,05	13,15	1397,0	36,59	4,00	585,17		49,80	0,07
	0,96	-0,075	1700	36,8	3,80	13,15	1690,3	36,59	3,76	665,55		56,64	0,07
	0,96	-0,07	2003	36,8	3,53	13,15	1991,5	36,59	3,49	727,84		61,94	0,12
	0,98	-0,07	2302	36,5	3,22	13,31	2275,0	36,07	3,14	748,07		63,67	0,11
	0,99	-0,07	2602	35,2	2,74	13,22	2580,3	34,91	2,69	726,86		61,86	0,11
	1,00	-0,07	2903	33,5	2,24	13,11	2890,8	33,36	2,22	672,05		57,20	0,10
	1,02	-0,07	3204	31,5	1,67	13,07	3195,4	31,42	1,66	555,47		47,27	0,09
	1,04	-0,07	3500	29,0	0,96	12,98	3502,7	29,02	0,96	352,13		29,97	0,08
	1,08	-0,05	3800	25,8	0,13	13,05	3792,7	25,75	0,13	51,63		4,39	0,28
1,10	-0,05	3876	25,4	cero	13,21	3845,1	25,20	0	cero	0	0,28		
							Q _{medio} 33,21						

Valores medidos, experimentales							Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m						
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar)	Pman _{asp} (bar)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η_{total} (%)	h _{pasp} (m)
2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
1 mm 87,5%	0,97	-0,07	605	36,5	4,60	13,21	602,2	36,33	4,56	287,56	1174,0	24,49	0,11
	0,96	-0,07	1000	36,7	4,33	13,14	994,3	36,49	4,28	445,65		37,96	0,12
	0,96	-0,07	1401	36,7	4,04	13,14	1393,0	36,49	3,99	582,04		49,58	0,12
	0,96	-0,075	1703	36,8	3,78	13,15	1693,3	36,59	3,74	663,18		56,49	0,07
	0,96	-0,07	2001	36,8	3,51	13,15	1989,6	36,59	3,47	722,98		61,58	0,12
	0,98	-0,07	2298	36,5	3,22	13,31	2271,1	36,07	3,15	749,16		63,81	0,11
	0,99	-0,07	2601	35,1	2,73	13,22	2579,3	34,81	2,68	723,88		61,66	0,11
	1,00	-0,065	2902	33,6	2,26	13,12	2889,8	33,46	2,24	677,87		57,74	0,15
	1,02	-0,075	3206	31,3	1,63	13,04	3197,4	31,22	1,62	542,43		46,20	0,04
	1,05	-0,075	3503	29,4	1,03	13,13	3505,7	29,42	1,03	378,13		32,21	0,03
	1,08	-0,05	3799	25,8	0,14	13,05	3791,7	25,75	0,14	55,59		4,74	0,28
1,10	-0,05	3878	25,3	cero	13,20	3847,1	25,10	0	cero	0	0,27		
							Q _{medio} 33,19						



Valores medidos, experimentales							Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m						
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar) 2	Pman _{asp} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14
2 mm 75%	0,98	-0,07	602	35,7	4,57	13,22	597,0	35,40	4,49	280,70	1148,0	24,45	0,11
	0,98	-0,07	1001	35,7	4,30	13,22	992,7	35,40	4,23	439,73		38,30	0,11
	0,97	-0,075	1405	36,0	4,02	13,14	1397,5	35,81	3,98	582,46		50,74	0,06
	0,97	-0,075	1701	36,0	3,77	13,14	1691,9	35,81	3,73	660,86		57,57	0,06
	0,97	-0,07	2002	36,0	3,51	13,14	1991,3	35,81	3,47	723,59		63,03	0,11
	0,99	-0,07	2301	35,7	3,22	13,30	2274,9	35,30	3,15	750,41		65,37	0,11
	1,00	-0,07	2601	34,2	2,68	13,22	2579,3	33,91	2,64	713,07		62,11	0,10
	1,01	-0,065	2904	32,9	2,24	13,14	2888,5	32,72	2,22	671,51		58,49	0,15
	1,03	-0,075	3203	30,7	1,63	13,07	3194,4	30,62	1,62	541,92		47,21	0,04
	1,06	-0,075	3504	28,6	0,98	13,14	3485,3	28,45	0,97	354,03		30,84	0,03
	1,09	-0,05	3797	25,5	0,14	13,12	3779,6	25,38	0,14	55,41		4,83	0,28
1,09	-0,045	3838	24,7	cero	13,04	3832,1	24,66	0	cero	0	0,32		
							Q _{medio} 32,44						

Valores medidos, experimentales							Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m						
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar) 2	Pman _{asp} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14
3 mm 62.5%	0,98	-0,07	603	35,6	4,52	13,19	598,6	35,34	4,45	278,94	1135,0	24,58	0,11
	0,98	-0,075	1005	35,6	4,26	13,19	997,7	35,34	4,20	438,81		38,66	0,06
	0,98	-0,075	1402	35,7	3,98	13,20	1391,3	35,43	3,92	571,13		50,32	0,06
	0,98	-0,075	1705	35,7	3,74	13,20	1692,0	35,43	3,68	652,04		57,45	0,06
	0,98	-0,07	2001	35,7	3,47	13,20	1985,8	35,43	3,42	711,20		62,66	0,11
	0,99	-0,07	2300	35,2	3,12	13,24	2279,1	34,88	3,06	730,32		64,35	0,11
	1,00	-0,075	2606	33,7	2,58	13,14	2592,1	33,52	2,55	692,18		60,99	0,05
	1,01	-0,065	2907	32,2	2,14	13,05	2901,4	32,14	2,13	647,17		57,02	0,15
	1,03	-0,065	3204	30,2	1,59	13,01	3202,8	30,19	1,59	533,28		46,99	0,14
	1,06	-0,07	3502	28,2	0,96	13,09	3489,9	28,10	0,95	347,19		30,59	0,08
	1,09	-0,05	3800	24,9	0,11	13,06	3791,3	24,84	0,11	43,67		3,85	0,27
1,09	-0,045	3837	24,3	cero	13,00	3837,0	24,3	0	cero	0	0,32		
							Q _{medio} 32,08						



Valores medidos, experimentales							Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m						
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar)	Pman _{asp} (bar)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η _{total} (%)	h _{pasp} (m)
2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
4 mm 50%	1,02	-0,07	604	30,8	4,02	12,98	604,5	30,83	4,03	255,11	992	25,72	0,09
	1,03	-0,075	1004	30,7	3,78	13,07	1001,3	30,62	3,76	394,26		39,74	0,04
	1,04	-0,07	1401	30,7	3,51	13,17	1391,9	30,50	3,46	504,33		50,84	0,09
	1,04	-0,07	1703	30,5	3,26	13,15	1693,3	30,33	3,22	570,98		57,56	0,09
	1,04	-0,07	2003	30,4	2,99	13,14	1992,3	30,24	2,96	617,55		62,25	0,09
	1,04	-0,07	2302	29,7	2,60	13,06	2296,7	29,63	2,59	622,92		62,79	0,09
	1,05	-0,07	2602	28,6	2,19	13,04	2598,0	28,56	2,18	593,09		59,79	0,08
	1,06	-0,075	2903	27,1	1,73	12,98	2905,2	27,12	1,73	526,32		53,06	0,03
	1,08	-0,07	3204	25,6	1,23	13,03	3200,3	25,57	1,23	412,22		41,55	0,07
	1,10	-0,06	3502	23,5	0,62	13,03	3498,0	23,47	0,62	227,11		22,89	0,17
	1,13	-0,05	3774	21,5	cero	13,17	3749,6	21,36	0	cero		0	0,26
							Q _{medio} 28,02						

Valores medidos, experimentales							Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m						
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar)	Pman _{asp} (bar)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	H (m)	n (rpm)	Q (m ³ /h)	Par de freno (N·m)	Pot. eje (W)	Pot. neta (W)	η _{total} (%)	h _{pasp} (m)
2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
5 mm 37,5%	1,06	-0,07	604	26,9	3,51	12,96	604,9	26,94	3,52	222,97	850	26,23	0,08
	1,07	-0,075	1004	26,7	3,29	13,04	1002,5	26,66	3,28	344,34		40,51	0,03
	1,07	-0,07	1402	26,3	3,00	13,00	1402,0	26,30	3,00	440,45		51,82	0,07
	1,08	-0,07	1703	26,1	2,78	13,08	1697,8	26,02	2,76	490,71		57,73	0,07
	1,08	-0,06	2002	25,8	2,49	13,05	1998,2	25,75	2,48	518,94		61,05	0,18
	1,08	-0,075	2304	25,2	2,11	12,99	2304,9	25,21	2,11	509,29		59,92	0,02
	1,09	-0,075	2603	24,1	1,73	12,99	2604,0	24,11	1,73	471,75		55,50	0,02
	1,10	-0,07	2902	23,1	1,34	13,00	2902,0	23,10	1,34	407,22		47,91	0,06
	1,11	-0,06	3205	21,6	0,84	12,97	3208,7	21,62	0,84	282,25		33,21	0,16
	1,13	-0,05	3505	19,7	0,22	13,02	3502,3	19,68	0,22	80,69		9,49	0,26
	1,14	-0,045	3621	18,8	cero	13,06	3612,7	18,76	0	cero		0	0,31
							Q _{medio} 24,01						



Valores medidos, experimentales						Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m								
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar) 2	Pman _{asp} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14	
6 mm 25%	1,15	-0,075	602	18,7	2,36	13,15	598,6	18,59	2,33	146,06	581	25,14	0,00	
	1,15	-0,07	1004	18,3	2,17	13,13	999,0	18,21	2,15	224,92		38,71	0,05	
	1,15	-0,07	1400	17,9	1,94	13,10	1394,6	17,83	1,93	281,86		48,51	0,05	
	1,15	-0,07	1701	17,6	1,70	13,08	1695,8	17,55	1,69	300,12		51,66	0,05	
	1,15	-0,075	2003	17,1	1,41	13,04	1999,9	17,07	1,41	295,29		50,82	0,00	
	1,15	-0,075	2301	16,5	1,14	13,00	2301,0	16,50	1,14	274,69		47,28	0,00	
	1,15	-0,065	2602	15,9	0,85	12,97	2605,0	15,92	0,85	231,88		39,91	0,10	
	1,15	-0,05	2905	15,0	0,50	12,91	2915,1	15,05	0,50	152,63		26,27	0,25	
	1,16	-0,045	3202	13,9	0,06	12,95	3208,2	13,93	0,06	20,16		3,47	0,30	
	1,16	-0,045	3243	13,6	cero	12,94	3250,5	13,63	0	cero		0	0,30	
								Q _{medio} 16,43						

Valores medidos, experimentales						Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 13 m								
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar) 2	Pman _{asp} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14	
7 mm 12,5%	1,18	-0,07	601	11,0	1,20	13,02	600,5	10,99	1,20	75,46	355	21,26	0,04	
	1,18	-0,07	1001	10,8	1,07	13,01	1000,6	10,80	1,07	112,12		31,58	0,04	
	1,18	-0,07	1401	10,5	0,88	13,00	1401,0	10,50	0,88	129,11		36,37	0,04	
	1,18	-0,07	1704	10,2	0,71	12,99	1704,7	10,20	0,71	126,75		35,70	0,04	
	1,18	-0,065	2004	9,9	0,51	12,97	2006,3	9,91	0,51	107,15		30,18	0,09	
	1,19	-0,06	2303	9,7	0,31	13,07	2296,8	9,67	0,31	74,56		21,00	0,14	
	1,19	-0,05	2604	9,2	0,07	13,05	2599,0	9,18	0,07	19,05		5,37	0,24	
	1,19	-0,05	2670	9,0	cero	13,04	2665,9	8,99	0	cero		0	0,24	
									Q _{medio} 10,03					



CONSTRUCCIÓN DE LAS TABLAS

Para cada posición del distribuidor construiremos una tabla, veamos cada 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') con los valores del manómetro y caudalímetro obtenidos.

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 cercanas a 13 m.

Pues bien, corregimos estas medidas a las que habríamos obtenido si la altura neta hubiera sido rigurosamente constante e igual a $H = 13$ 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 (homóloga) es la velocidad de la turbina que corresponde al punto homólogo al medido, pero con: $H_{\text{homóloga}} = 13$ 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 $H_{\text{homóloga}} = 13$ 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:

$$\frac{\text{Pot}_{\text{homóloga}}}{\text{Pot}} = \left(\frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \right)^3 = \frac{\text{Par}_{\text{homóloga}}}{\text{Par}} \cdot \frac{n_{\text{homóloga}}}{n} \Rightarrow$$

$$\frac{\text{Par}_{\text{homólogo}}}{\text{Par}} = \left(\frac{n_{\text{homólogo}}}{n} \right)^2 \Rightarrow \text{Par}_{\text{homólogo}}$$

Ya tenemos los valores “experimentales corregidos” $n_{\text{homólogo}}$, $Q_{\text{homólogo}}$, $\text{Par}_{\text{homólogo}}$, todos ellos correspondientes a la altura neta $H_{\text{homóloga}} = 13$ m



A partir de ahora todos los cálculos se harán sobre estos valores, columnas 8, 9 y 10.

11ª Columna:

Potencia útil de la turbina ó potencia en el eje, de la ecuación (11).

12ª Columna:

Potencia neta, de la ecuación (10) calculada con el caudal medio de la columna “9”, y la altura neta: $H = 13 \text{ m}$

13ª Columna:

Rendimiento total de la turbina, de la ecuación (12).

14ª Columna:

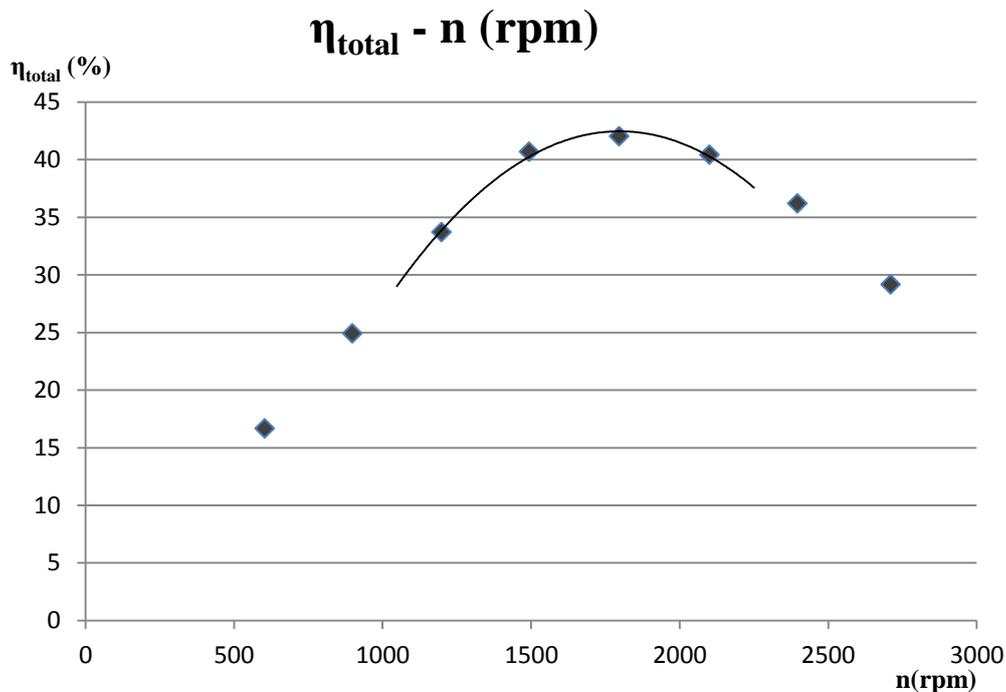
Altura de pérdidas en la tubería de aspiración, de la ecuación (9’).

TRABAJO A REALIZAR

Se deberán representar las siguientes gráficas:

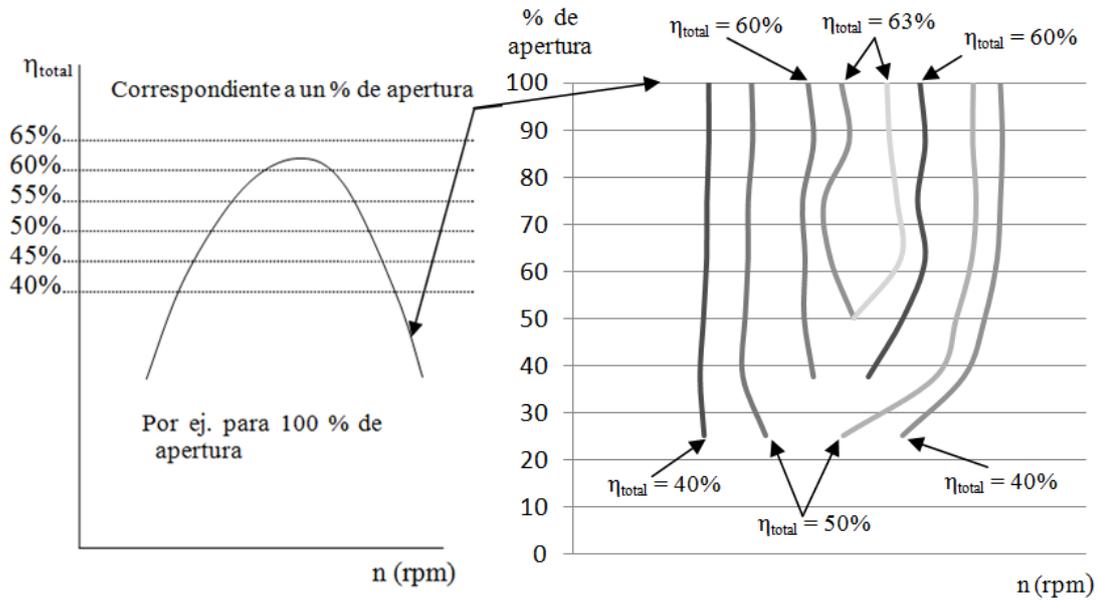
- Gráficas rendimiento total (η_{total}) – n° de revoluciones de la turbina (n).

Para cada posición del distribuidor, se representará el rendimiento total (columna 13) respecto al n° de revoluciones de la turbina (columna 8):





- Gráfica colina de rendimientos

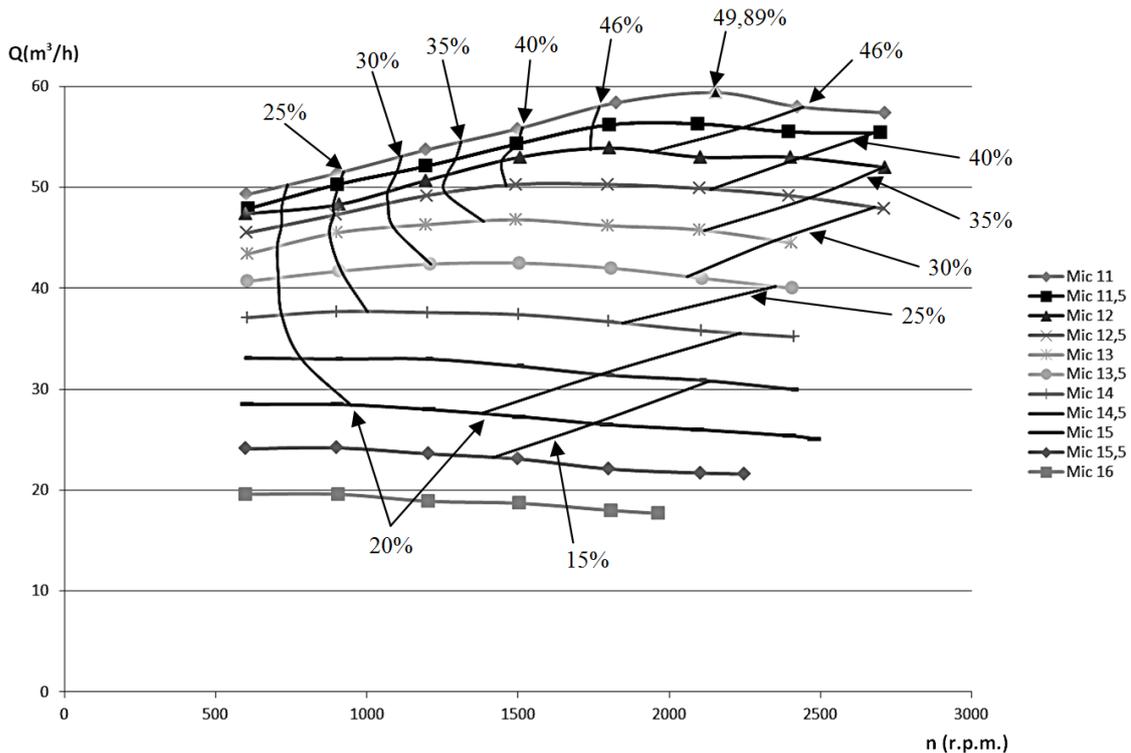


Los datos para construir la colina de rendimientos los tomaremos de los gráficos anteriores, de las intersecciones de las rectas horizontales (rendimientos totales) con la curva ajustada. Se tomarán preferiblemente los rendimientos: 35%, 40%, 45%, 50%, 55%, 60% y el máximo alcanzado.

Por último se unirán, aproximadamente, los puntos de igual rendimiento en la colina.

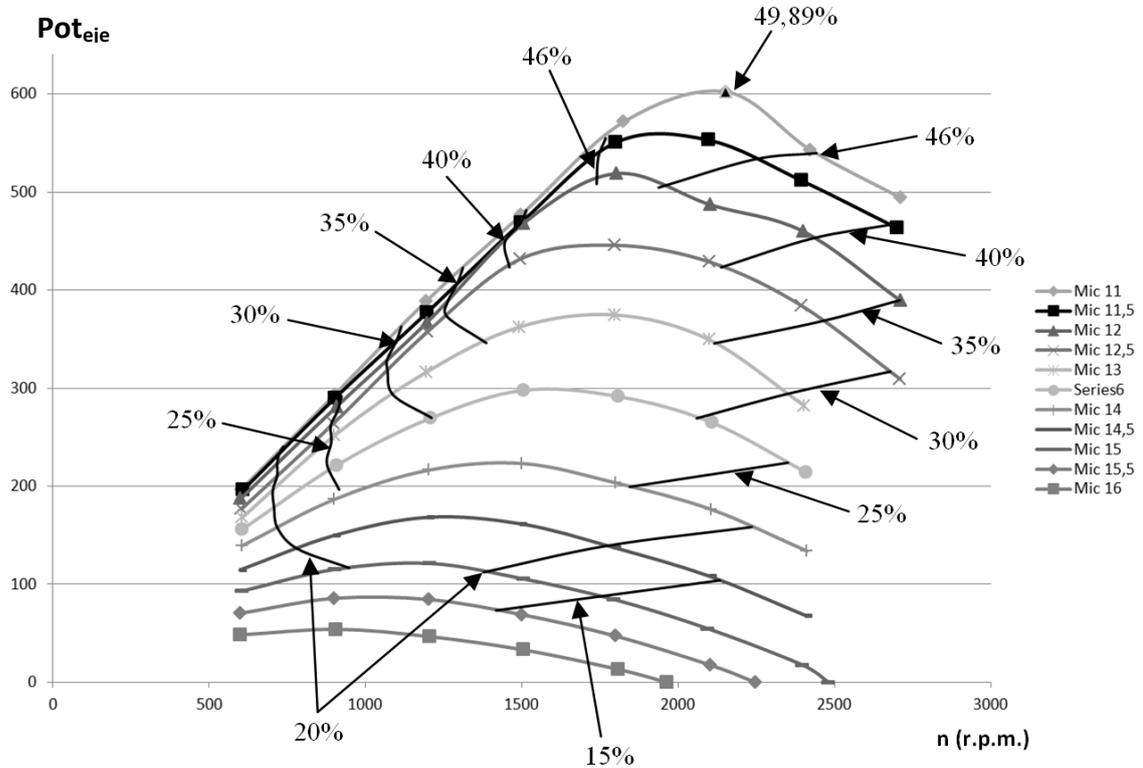
- Gráfica caudal (Q) – revoluciones de la turbina (n)

- c) Se representarán en una misma gráfica las curvas Q – n para cada posición del distribuidor.
- d) 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)
- c) Se representarán en una misma gráfica las curvas Pot_{eje} – n para cada posición del distribuidor.
- d) A la gráfica anterior se le añadirán las curvas del rendimiento total de la colina de rendimientos.

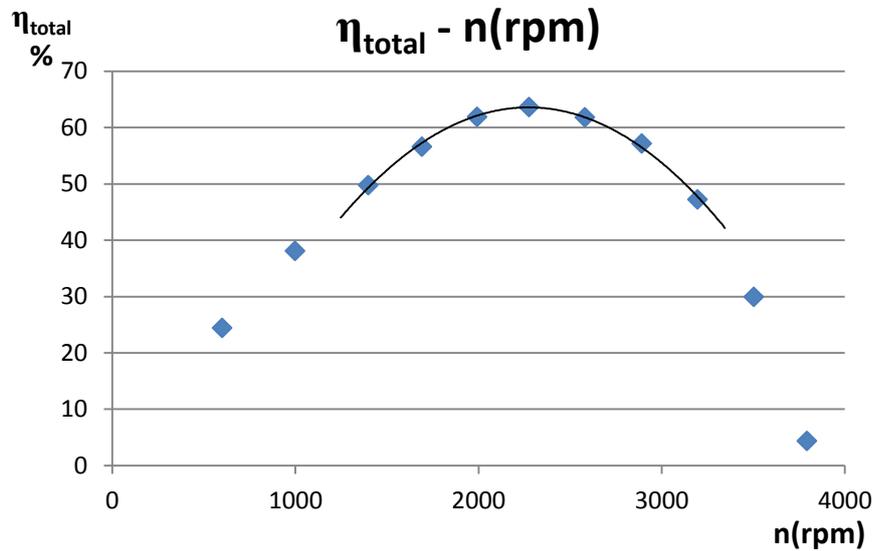




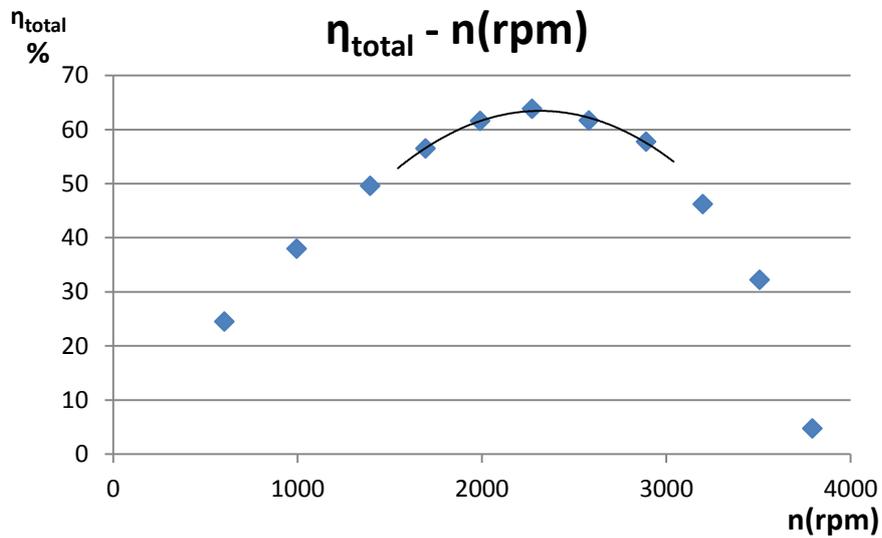
GRÁFICAS OBTENIDAS EN LA PRÁCTICA

Gráficas rendimiento total (η_{total}) – n° de revoluciones de la turbina (n)

- Micrómetro 0 mm (100% de apertura del distribuidor)

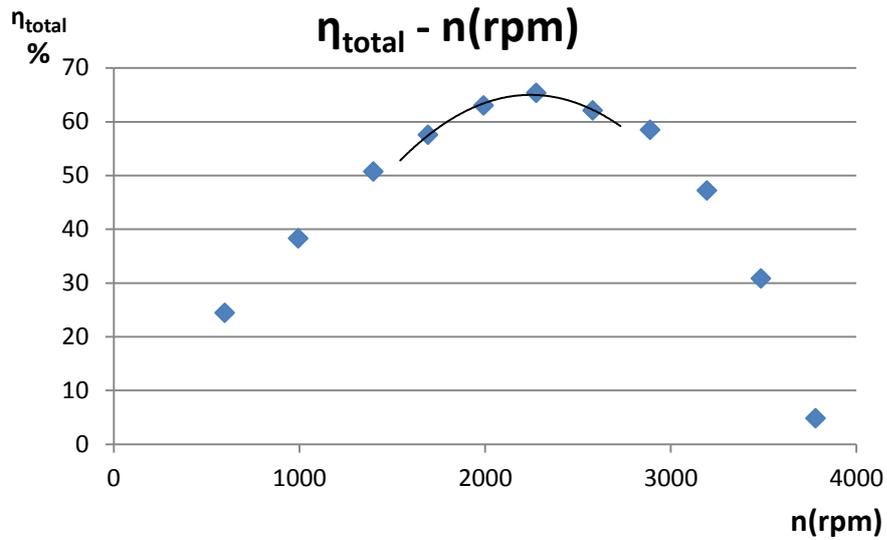


- Micrómetro 1 mm (87,5% de apertura del distribuidor)

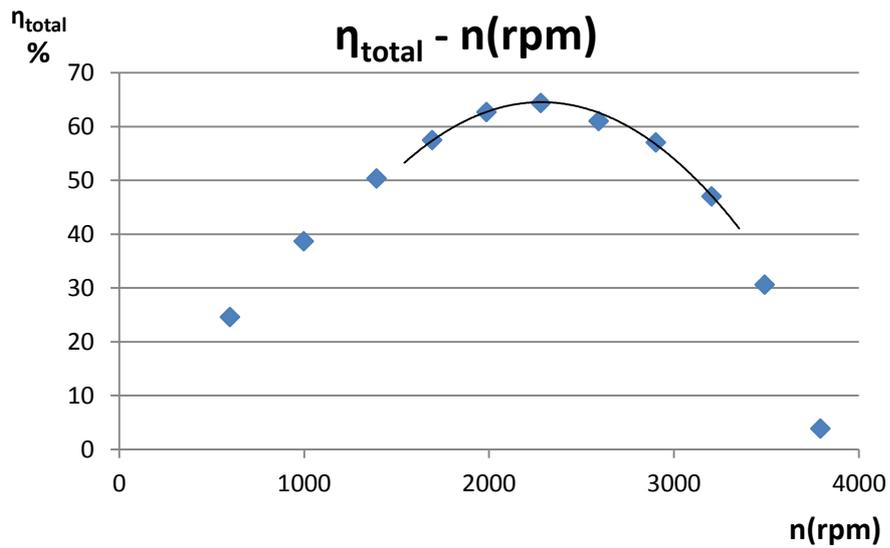




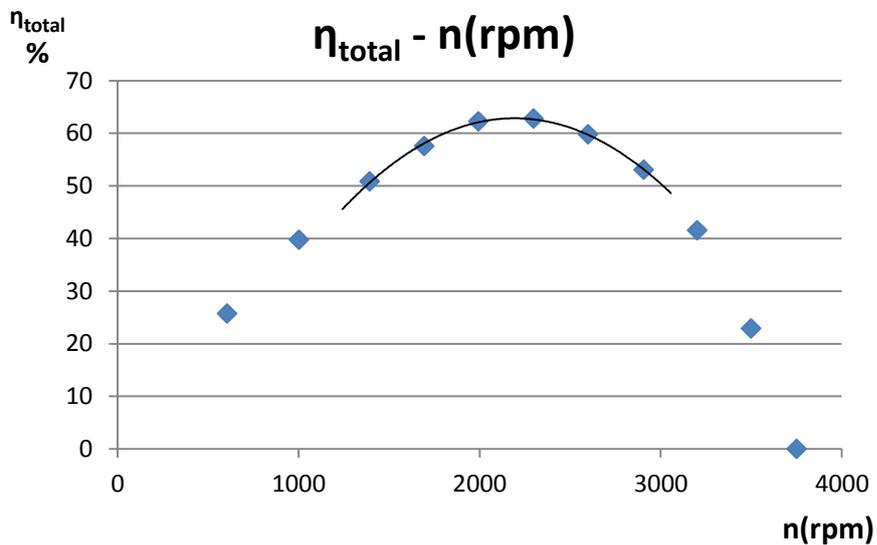
- Micrómetro 2 mm (75% de apertura del distribuidor)



- Micrómetro 3 mm (62,5% de apertura del distribuidor)

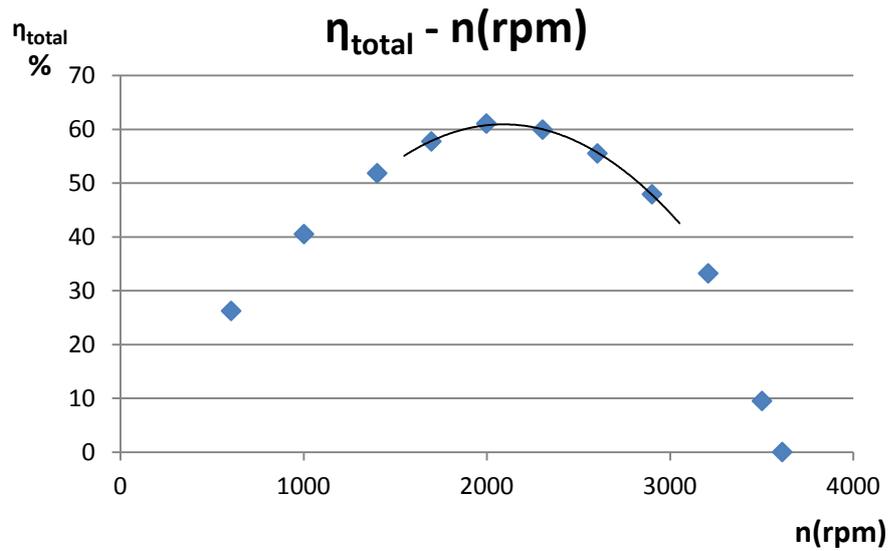


- Micrómetro 4 mm (50% de apertura del distribuidor)

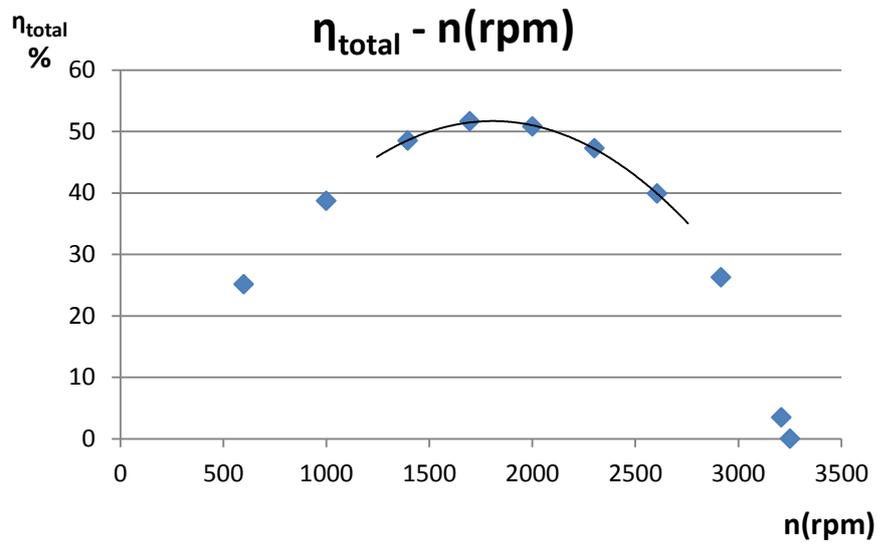




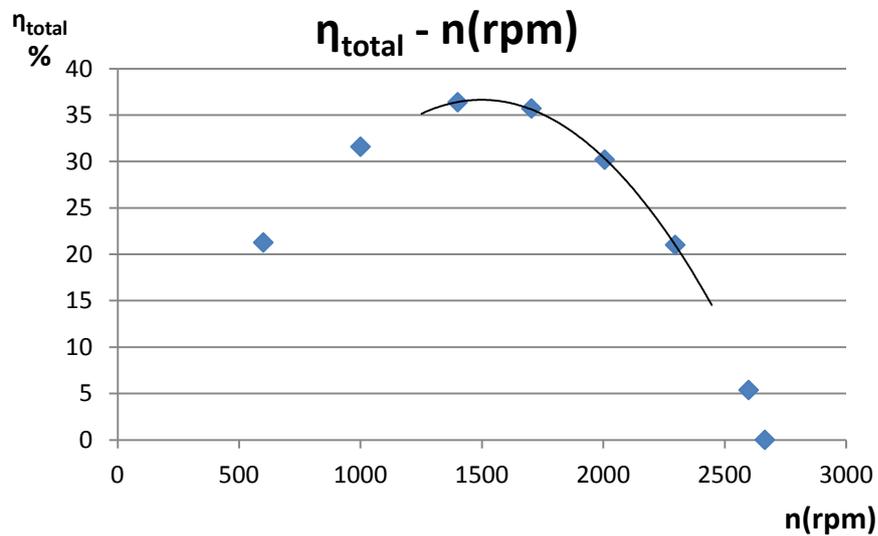
- Micrómetro 5 mm (37,5% de apertura del distribuidor)



- Micrómetro 6 mm (25% de apertura del distribuidor)

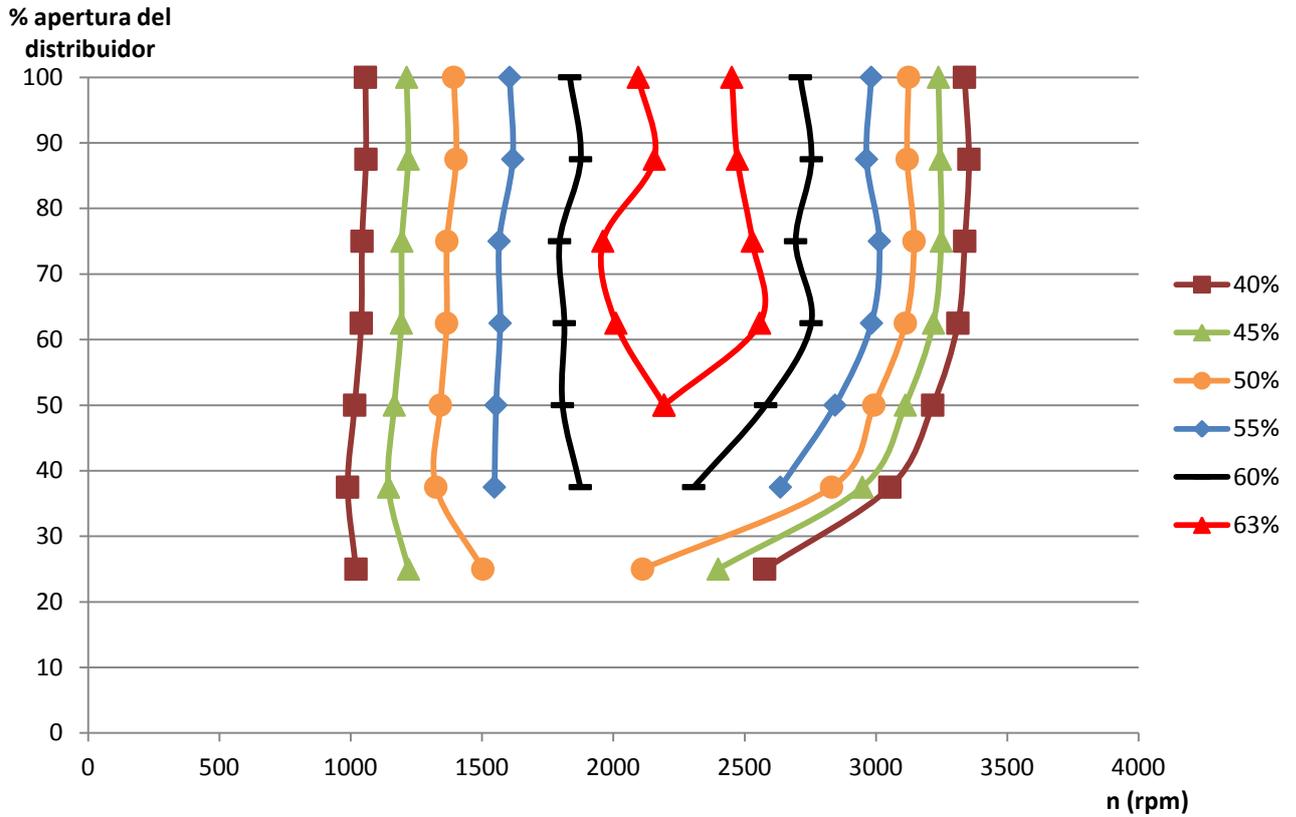


- Micrómetro 7 mm (12,5% de apertura del distribuidor)

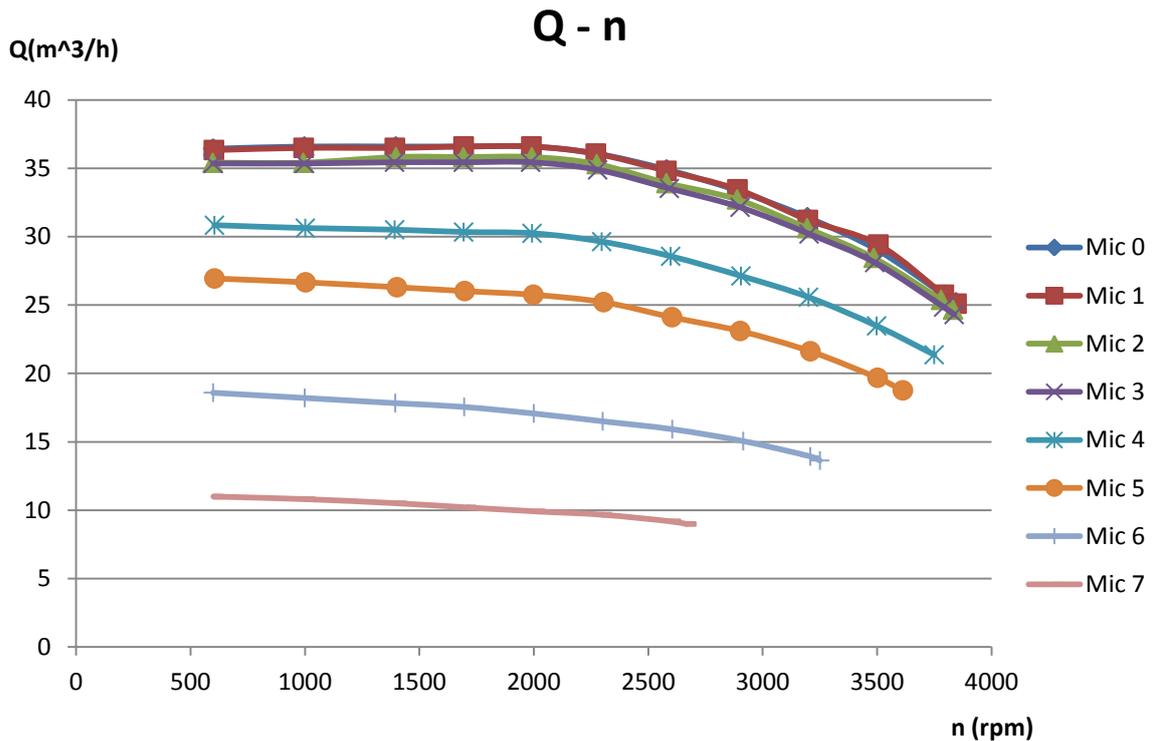


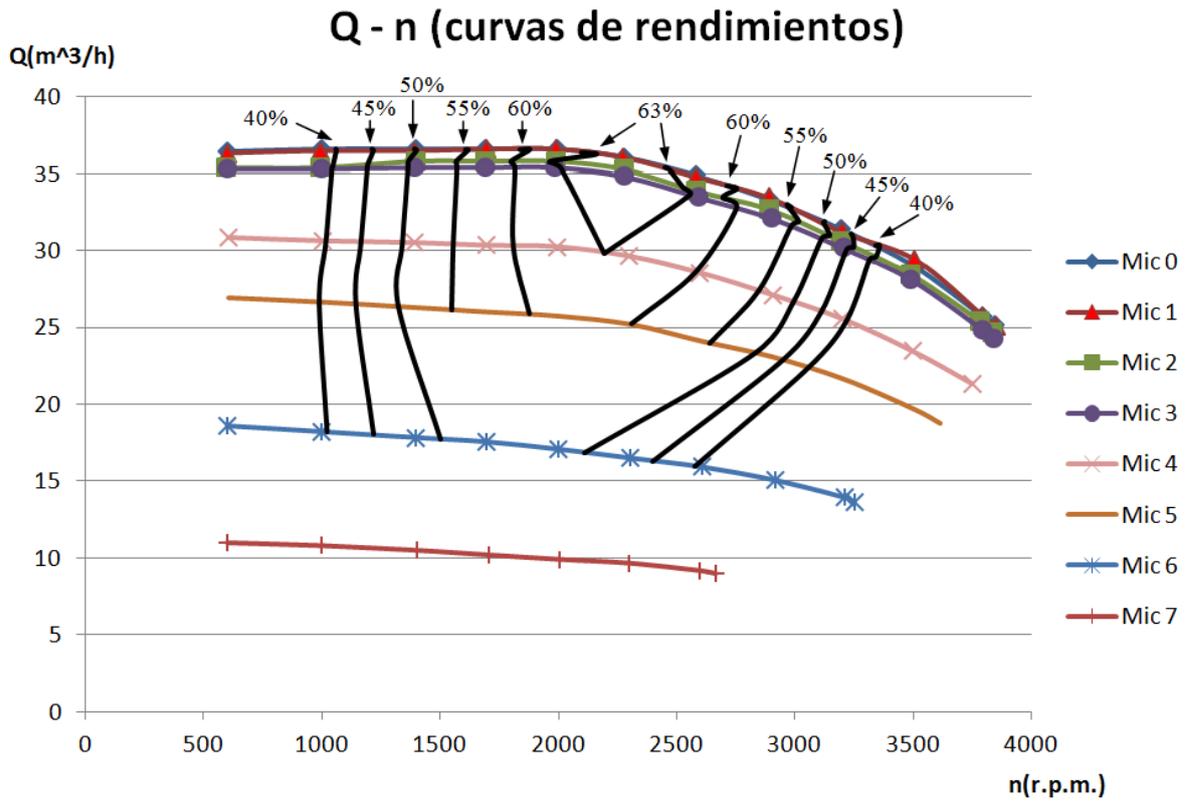


Gráfica colina de rendimientos

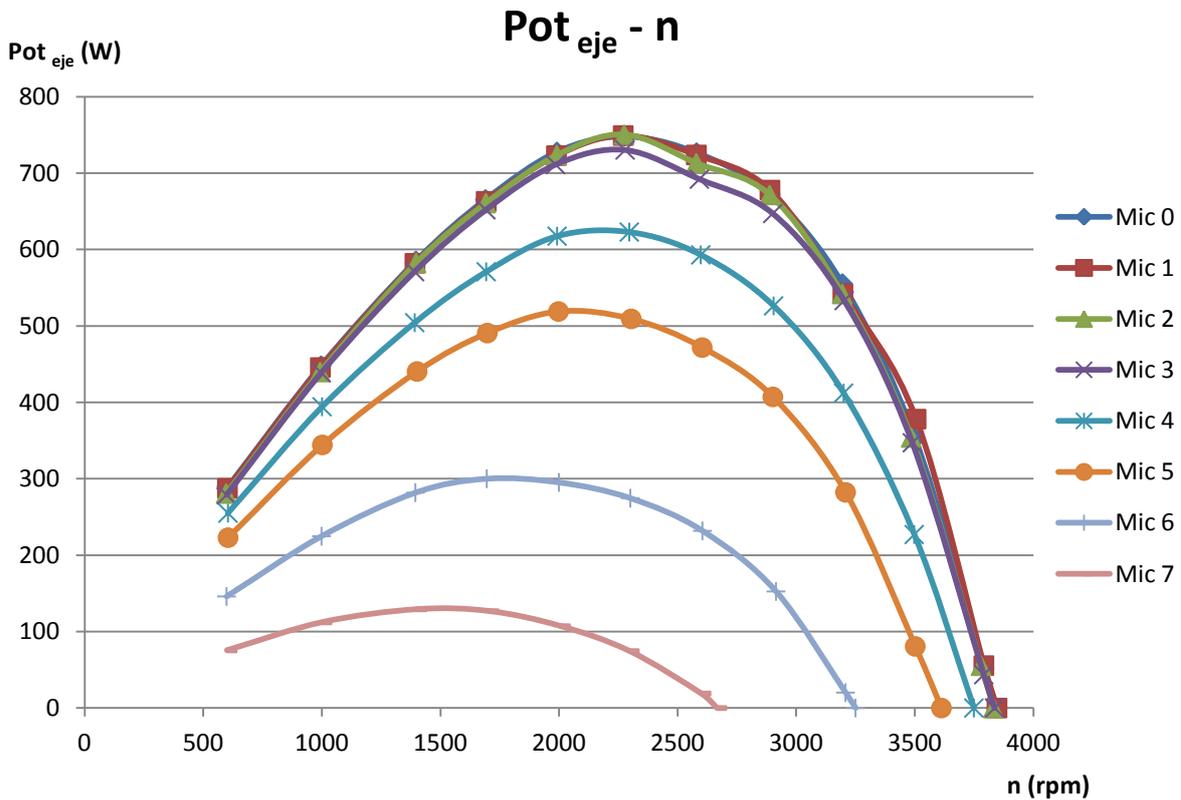


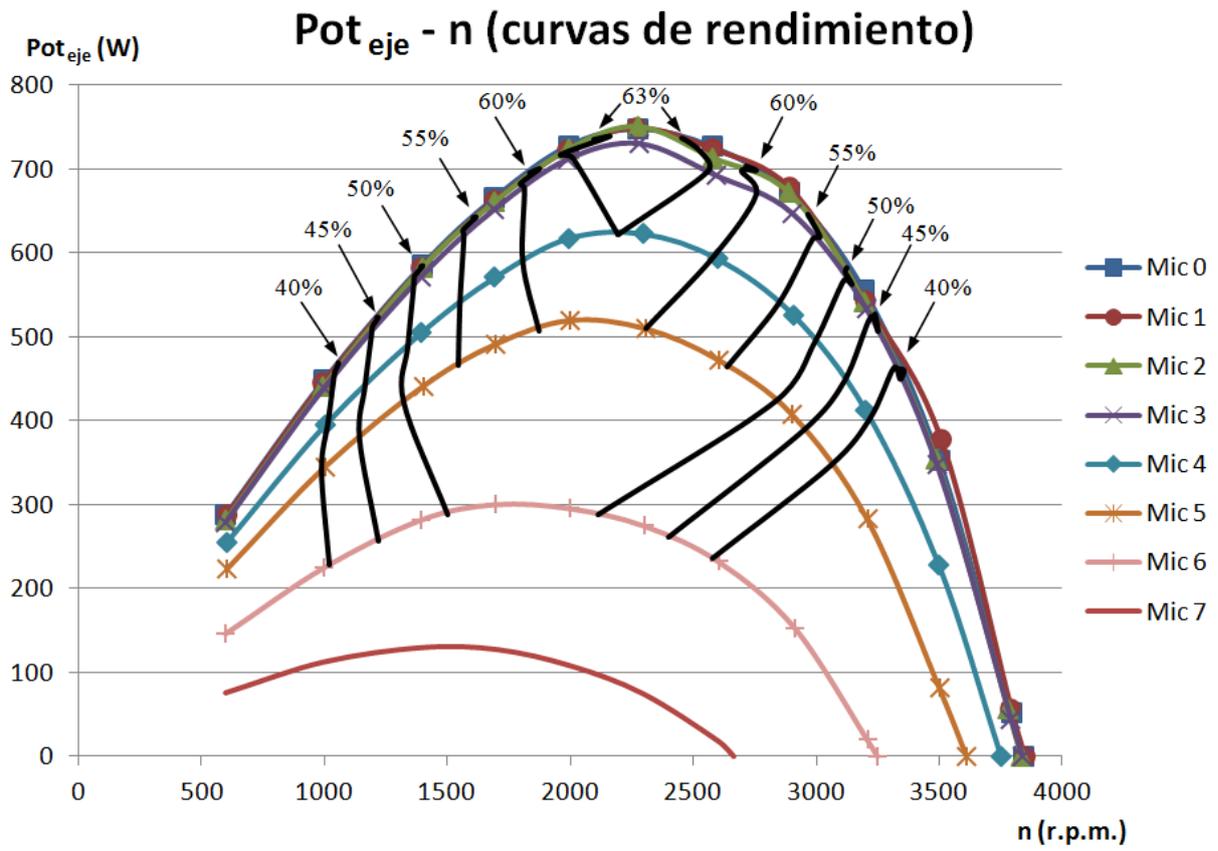
Gráficas caudal (Q) – nº de revoluciones de la turbina (n)





Gráficas potencia en el eje (Pot_{eje}) – nº de revoluciones de la turbina (n)







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 % de apertura del distribuidor 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 % de apertura del distribuidor del 75% (Micrómetro = 2 mm) y a una velocidad de $n = 2274,9$ rpm.

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 (ω_s).

$n_s = \frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}(\text{CV ó kW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}}$	(hay que especificar si la potencia se ha expresado en CV ó en kW)
punto de diseño, η máx	

$\omega_s = \frac{\omega(\text{rad/s}) \cdot \sqrt{\frac{\text{Pot}}{\rho}}}{(g \cdot H_{\text{neta}})^{\frac{5}{4}}}$	punto de diseño, η máx
--	-----------------------------

El trabajo presentado ha de ser personal de cada alumno.

- Cálculo de n_s y ω_s :

Punto de diseño:

$n = 2274,9$ rpm
 % apertura = 75%
 Mic. = 2mm
 $H_{\text{neta}} = 13$ m
 $\eta_{\text{total}} = 65,37$ %

$$\text{Pot}_{\text{eje}} = 750,41 \text{ W} = 1,02 \text{ CV}$$

$$n_s = \frac{2274,9 \text{ rpm} \cdot \sqrt{1,02 \text{ CV}}}{13^{\frac{5}{4}} \text{ m}} = 93,075$$

$$\omega_s = \frac{2274,9 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \sqrt{\frac{1,02}{1000}}}{(9,8 \cdot 13)^{\frac{5}{4}}} = 0,0178$$



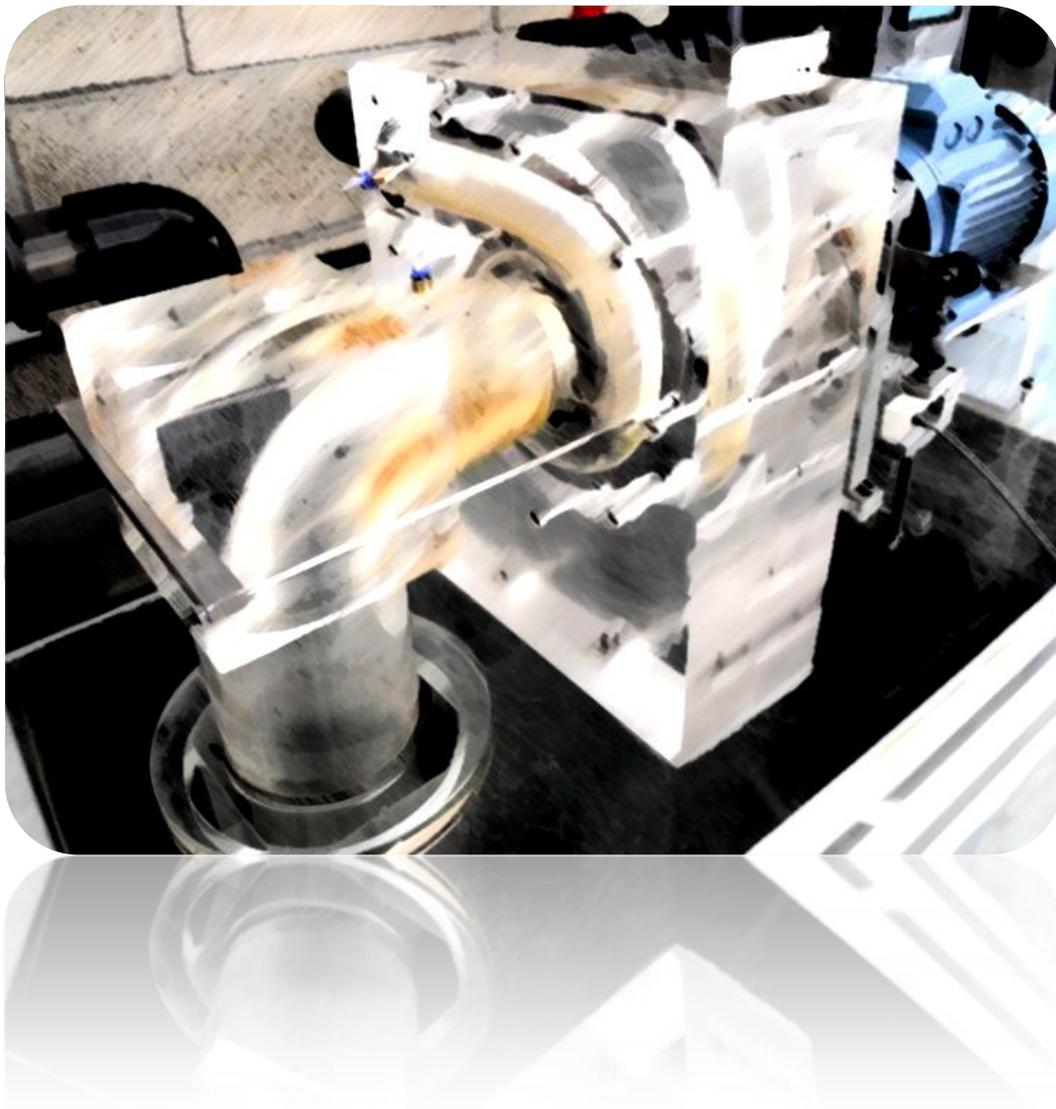
Conclusiones

- 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 13 metros, es el correspondiente a una velocidad de rotación de la turbina de 2274,9 rpm, con una apertura del distribuidor del 75%, correspondiente a colocar el micrómetro en la posición 2 mm. Con estas condiciones se consigue una potencia en el eje de 750,41 W (1,02 CV) y una velocidad específica de 93,075. Esta velocidad se encuentra entre los valores normales para una turbina Francis lenta (n_s entre 50 y 125), lo que aconseja su utilización en vez de una Pelton o una Kaplan.
Por otra parte el rendimiento máximo, que se da en el punto de diseño, roza el 65,37 %. 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 cómo al ir abriendo el distribuidor, el rendimiento máximo para cada una de sus posiciones se obtiene a una velocidad próxima a 2300 rpm.
- Además, tanto en la colina 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 mayores, al ir abriendo el distribuidor.
- Así mismo, en las curvas $Q - n$ se observa que para aperturas entre un 62,5% y el 100% el caudal apenas varía 3 m³/h. Esto puede ser debido a que en este rango el sistema de apertura del distribuidor no funciona con la suavidad necesaria. Además, en este conjunto de aperturas, el caudal permanece constante hasta aproximadamente la velocidad de 2300 rpm (punto donde se dan los máximos rendimientos), a partir de la cual comienza a disminuir. Para aperturas inferiores al 62,5%, el caudal siempre desciende al ir aumentando las revoluciones.
- Por otra parte, las curvas $Pot_{\text{eje}} - n$ muestran, conforme aumentamos el número de revoluciones, un incremento de la potencia hasta un máximo y luego decrecen. 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, cabe señalar, que aunque la turbina ha sido diseñada para una altura $H = 15$ m, se ha decidido realizar la práctica con una $H = 13$ m, ya que aunque el rendimiento obtenido es algo menor, la toma de datos es más completa, permite a los alumnos realizar y visualizar mejor las gráficas y obtener un punto de diseño más preciso.

PRÁCTICA 7

(Guión para el profesor con $H = 15$ m)

Estudio experimental de una turbina Francis



Práctica 7

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA TURBINA FRANCIS

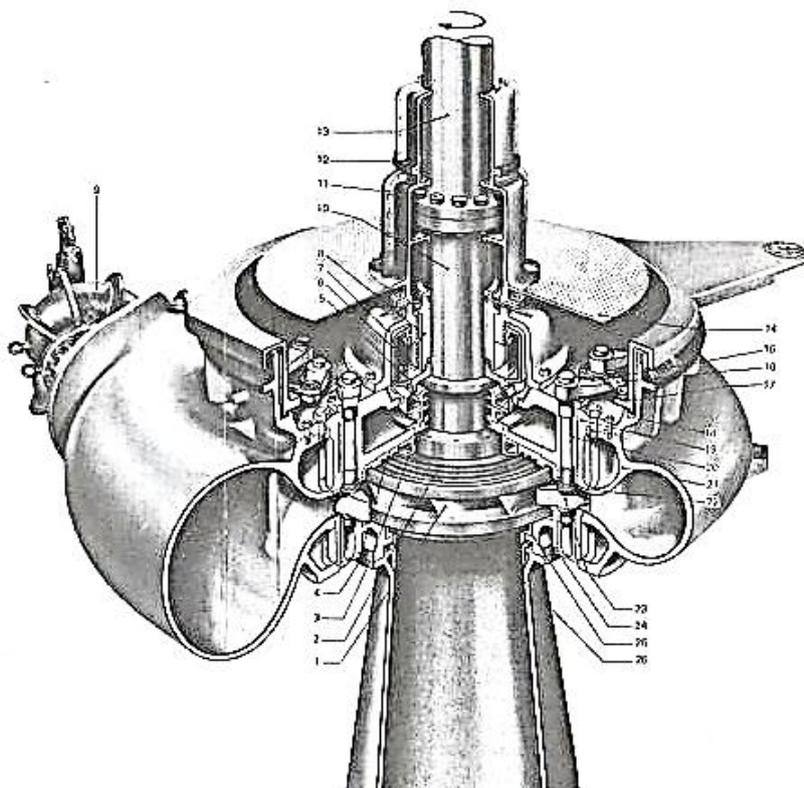
OBJETIVOS

- Comprender el funcionamiento de una turbina Francis y conocer sus componentes.
- Deducir experimentalmente las curvas del rendimiento total de la turbina (η_t), del caudal (Q) y de la potencia en el eje (Pot_{eje}) en función de la velocidad n (rpm) para diversos grados del distribuidor, con **altura neta** cte. en el entorno de **$H \approx 15$ m**.
- Dibujar las curvas de isorrendimiento, “**colinas de rendimiento**” (considerando el rendimiento total) en los diagramas (% apertura del distribuidor, n), (Q , n), y (Pot , n) para una **altura neta uniforme** de **$H = 15$ m**
- Determinar a qué velocidad debe girar la turbina para obtener el máximo rendimiento total (η_t), para diversos caudales y altura neta constante de **$H = 15$ m**

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Turbina Francis: funcionamiento y componentes

Las turbinas Francis son turbinas de reacción. En ellas una parte de la energía potencial del fluido se convierte en energía cinética al pasar el fluido a través de los álabes directores de posición ajustable (cámara espiral y distribuidor), y el resto de la conversión se lleva a cabo en el rodete, siendo la presión a la salida del mismo menor que a su entrada.



53. Rodete
54. Anillo en laberinto (giratorio)
55. Junta anular de carbono
56. Contra-anillo en laberinto (fijo)
57. Tubo de Pitot
58. Cuba de aceite
59. Soporte de palier
60. Palier guía
61. Orificio compensador
62. Eje de turbina
63. Pernos de acoplamiento
64. Tubo de protección
65. Eje intermedio
66. Podio de servicio
67. Palancas de álabes guía
68. Bielas
69. Aro de compuerta del distribuidor
70. Anillo guía del aro de compuerta
71. Tapa del distribuidor
72. Palier superior de álabes guía
73. Caja espiral
74. Blindaje del distribuidor
75. Álabes guía
76. Palier inferior del distribuidor
77. Fondo inferior del distribuidor
78. Tubo de aspiración

En la Turbina Francis el fluido pasa por la cámara espiral y los álabes del distribuidor, los cuales le imparten una velocidad tangencial y una velocidad radial hacia el centro. Al pasar por los álabes del rodete esta rotación es absorbida. La componente radial cambia gradualmente hasta convertirse en una axial, y la componente tangencial desaparece casi completamente. Es precisamente esa variación (rotación – no rotación) la que encierra la energía que absorbe la turbina.

La turbina Francis se encuentra dentro de la categoría de las turbinas semiaxiales, diagonales, o de flujo mixto. Además la turbina Francis 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. A medida que se evoluciona a menores alturas y mayores caudales, el rodete modifica su geometría desde flujo casi radial con sección de entrada muy pequeña hasta flujo casi axial con sección de entrada muy grande.

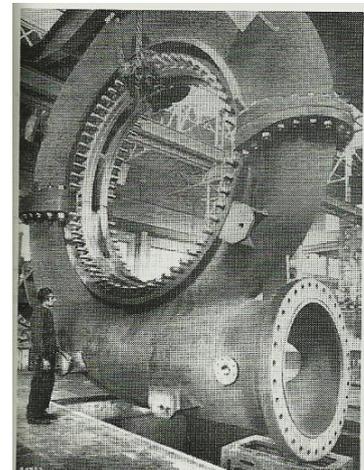
Por otra parte, las velocidades específicas (n_s) en las turbinas Francis se encuentran frecuentemente entre 75 – 400, aunque pueden forzarse hasta 50 – 450. Las turbinas cuyos n_s están comprendidos entre 50 – 125 se denominan Francis lentas; entre 125 – 300, Francis normales; y entre 300 – 420 Francis rápidas. A las más rápidas se denominan también Francis exprés.

Entre las ventajas de la turbina Francis tenemos que en el rodete el flujo es centrípeto, lo cual, además de reducir las pérdidas, conduce a una salida central del agua del rodete, permitiendo el empleo de un tubo de aspiración de fácil diseño. Además el entrehierro, o espacio sin álabes entre el distribuidor y el rodete, permite en las turbinas de n_s elevado una entrada satisfactoria de la corriente al rodete con choque reducido, aún en cargas distintas de la carga nominal o de diseño. Por otra parte, esta turbina no es la mejor para utilizar frente a grandes variaciones de caudal, y además se debe controlar en ella el comportamiento de la cavitación.

Los componentes que forman la turbina Francis son los siguientes:

- Cámara espiral:

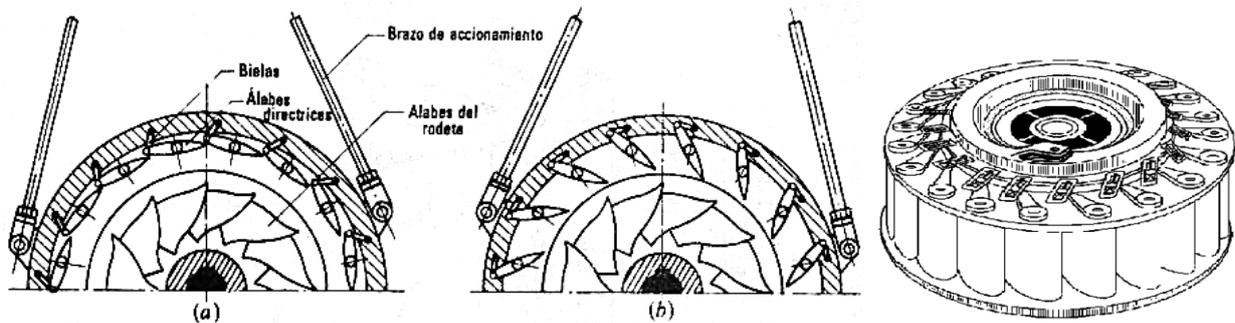
La cámara espiral es el órgano encargado de realizar la admisión óptima del agua con dimensiones mínimas y rendimientos máximos. Su misión es distribuir el agua uniformemente por toda la periferia del rodete a través de un órgano móvil llamado distribuidor. Para alturas H importantes la caja espiral 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:

El distribuidor de la turbina Francis está formado por aletas de guía pivoteadas (palas). El agua es acelerada en los canales entre aletas, de los que sale con una velocidad V_1 .

Las aletas guía pueden rotar un cierto ángulo sobre sus pivotes, para modificar la sección transversal de los canales y así ajustar el caudal. El perfil de las aletas guía se estudia de forma que la dirección de la velocidad relativa w_1 varíe poco con la carga, para así evitar en lo posible choques a la entrada del rodete. A pesar de que las palas del distribuidor se diseñan con forma de espiral logarítmica, que es la curva que define la trayectoria que sigue el flujo a su paso por el distribuidor, por razones de fabricación, en la turbina en la cual se va a realizar la práctica los álabes tienen forma de arco de circunferencia, ya que debido a las dimensiones tan reducidas de las palas esta diferencia es mínima.

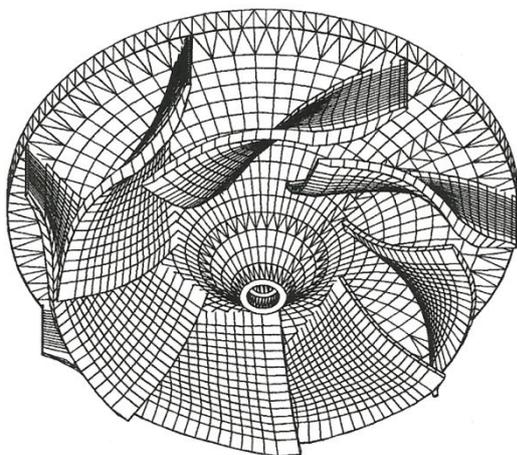


Tradicionalmente el giro de los álabes se consigue mediante mecanismos biela-manivela, aunque hay otras variantes igualmente aptas. En el caso de la turbina de talleres, fabricar estos mecanismos es muy complejo debido a su reducidas dimensiones. Por ello se ha optado por una solución más sencilla de entender, diseñar y fabricar: se utilizan engranajes, en concreto una corona con dentado interior y piñones amarrados a los ejes de las palas del distribuidor. De esta forma, provocando un determinado giro a la corona mediante un tornillo micrométrico y una rótula unida a la corona se asegura un mismo desplazamiento angular para todos los álabes del distribuidor.

- 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. Su diseño va dirigido a extraer del fluido el máximo de energía cinética, y a esto contribuyen tanto la cámara espiral y el distribuidor, dando la prerrotación adecuada, como el tubo de aspiración, reduciendo al máximo la presión a la salida del rodete.

Originalmente el flujo dentro del rodete queda limitado por dos superficies de revolución, una interior y otra exterior. La primera constituye el cubo de la rueda (corona) y la segunda el zuncho, que en las turbinas hidráulicas de elevado número de revoluciones queda reducido a un aro o llanta. Las dos meridianas de estas superficies de revolución constituyen lo que se suele llamar el perfil hidráulico de la turbina. En el caso de la turbina con la que se va a realizar la presente práctica



(imagen de la izquierda), como prevalece la visualización del flujo aunque se sacrifique el rendimiento, en el diseño del rodete se ha suprimido la corona quedando en este caso los álabes en voladizo empotrados en el zuncho. El perfil hidráulico queda configurado por el zuncho y otra pieza independiente del rodete.

Puesto que la turbina Pelton sirve para grandes alturas y pequeños caudales, el primer rodete Francis que sigue, o sustituye a la Pelton ($H \approx 500$ m) ha de tener una sección de entrada pequeña y un buen recorrido casi radial para transformar en velocidad una energía de presión importante. Con

mayores caudales y menores alturas, la forma del rodete va evolucionando a mayores secciones de entrada y flujo más axial.

- Tubo de descarga

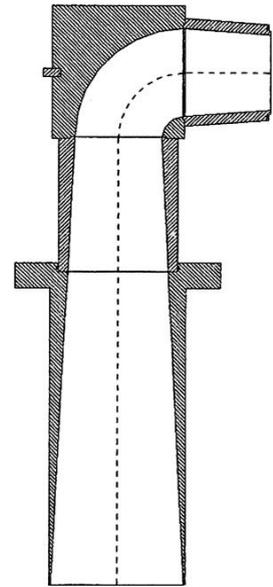
El tubo de descarga, llamado también tubo de aspiración por trabajar en depresión, forma parte de la turbina. En consecuencia, la sección final de aquél podría considerarse como sección de salida S de ésta. Su buen diseño es fundamental para el rendimiento de la turbina. Cumple tres funciones:

1- Conducir la corriente ordenadamente después de haber cedido su energía en el rodete al canal de salida.

2- Aprovechar el desnivel entre la salida del rodete y el canal de desagüe. Esto permite instalar la turbina por encima del nivel del desagüe sin que ello represente pérdida de altura. Sin embargo, para evitar la cavitación casi siempre hay que instalarla sumergida.

3- En turbinas hidráulicas de reacción, la energía cinética de descarga, $V_d^2/2$, es relativamente importante. En una Francis puede representar hasta un 10 % del salto. Se evita esta pérdida mediante un tubo de descarga divergente. La disminución de la velocidad al final del tubo provoca un vacío a la salida del rodete, por lo que la energía de presión entrega al mismo aumenta, compensando la energía cinética $c_2^2/2$.

En el caso de la turbina que se dispone en talleres, el tubo de aspiración está compuesto por un tronco de cono desde la salida del rodete hasta el nivel de aguas abajo (cuba), pero intercalado con un codo recto. Este codo es inevitable por tratarse de una turbina de eje horizontal, lo cual aumentará las pérdidas en el tubo de aspiración y en la turbina en general.



- Orificio compensador

Es una válvula de descarga colocada en la cámara espiral que se abre automáticamente cuando por una disminución de carga la turbina tiende a embalsarse. Sirve de protección contra el golpe de ariete, pues aunque las aletas guía cierren o abran con la rapidez exigida por la carga, las fluctuaciones de caudal en la conducción no serán tan rápidas al estar abierto el orificio compensador.

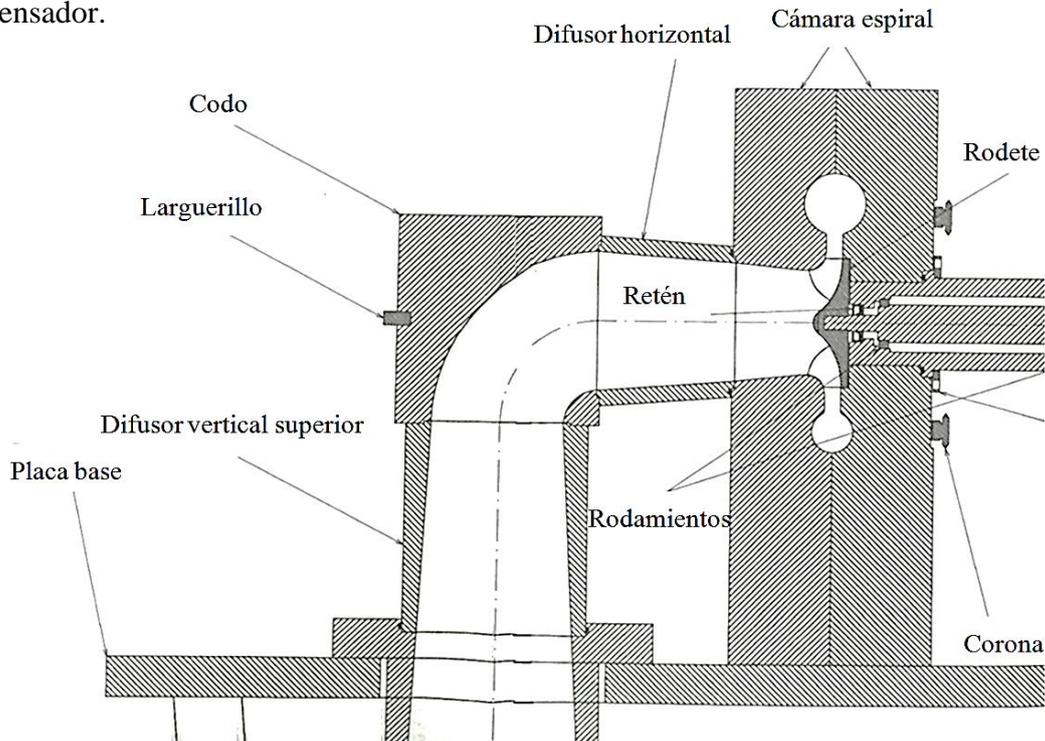


Fig. 1: Sección de la turbina Francis instalada en los talleres de la UPNA.

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.

$$n_s = \frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}(\text{CV ó kW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}} \left. \vphantom{\frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}(\text{CV ó kW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}}} \right\} \text{ punto de diseño, } \eta \text{ máx}$$

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, las turbinas Kaplan para n_s comprendidos entre 200 y 900, y las Francis para n_s comprendidos entre 75 y 450. El equipo del que se dispone está preparado para una altura de diseño de 15 m y un caudal normal de funcionamiento de 38 m³/h. Con estos datos se obtiene un n_s de en torno a 110, que se encuentra entre los valores aceptables para una turbina Francis y está fuera del rango de las turbinas Pelton y Kaplan.

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.

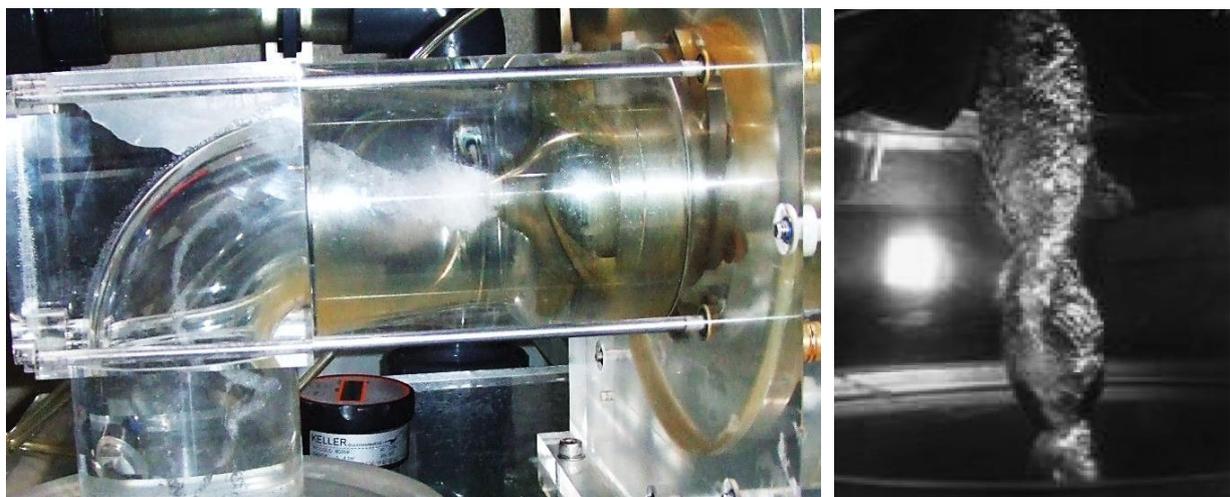


Fig. 2: Ejemplos de antorchas en uno de los equipos del laboratorio de la UPNA y en un banco de ensayos.

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 una fluctuación 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 correspondientemente 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.

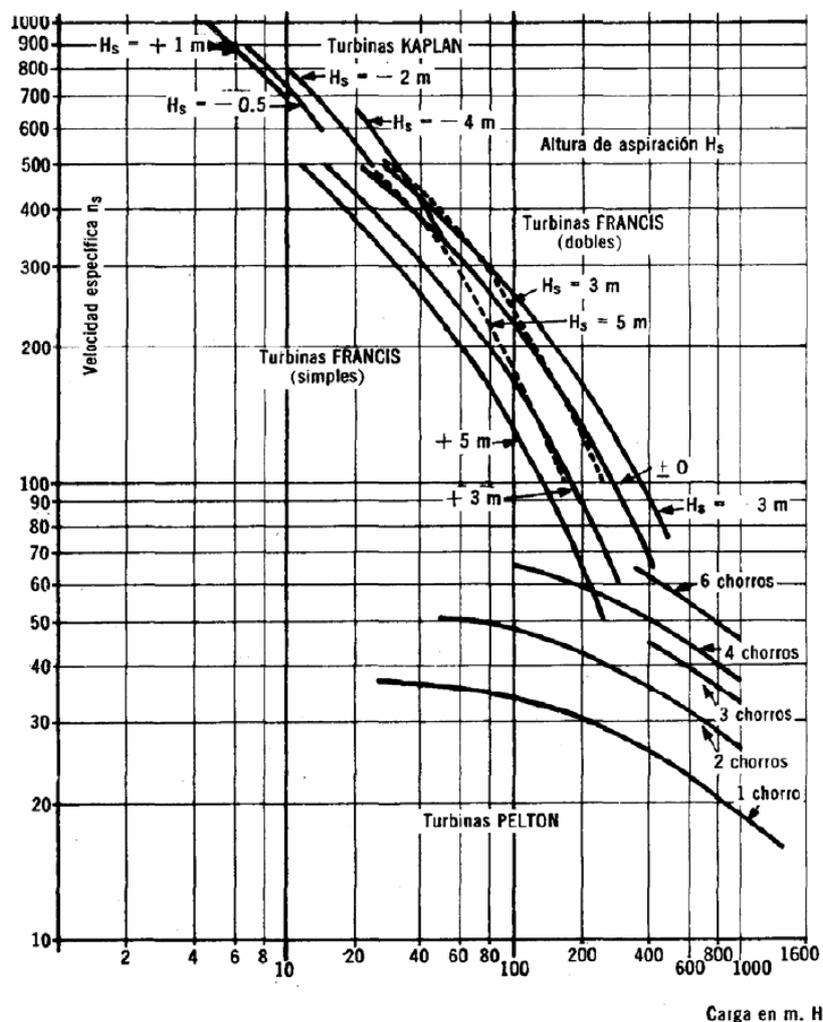


Fig. 3: Límite de cavitación para la velocidad específica en turbinas

MONTAJE EXPERIMENTAL

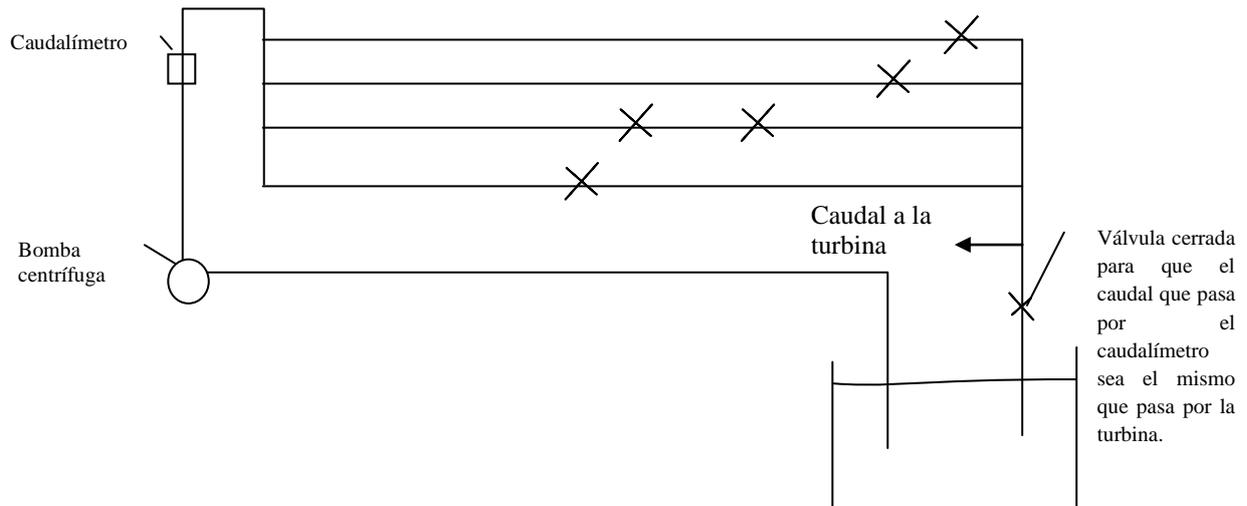


Fig. 4: Manejando alguna de las cinco válvulas que están en las cuatro tuberías horizontales en paralelo, simularemos una altura neta constante ($H = 15$ m), aproximadamente, en la turbina.

ALTURA NETA DE LA TURBINA

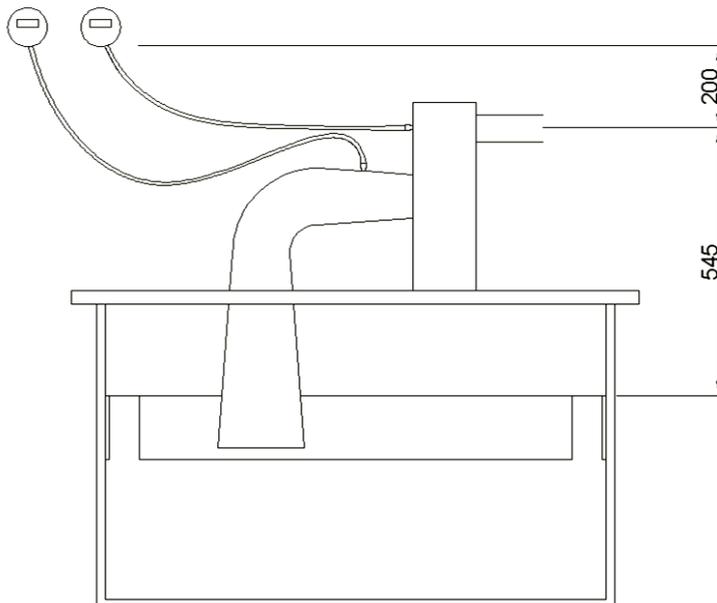
Si aplicamos Bernoulli entre la entrada y la salida de la turbina tenemos:

$$\frac{P_e}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} = \frac{P_s}{\rho g} + z_s + \frac{v_s^2}{2g} + H \quad (1)$$

y despejando la altura:

$$H = \frac{P_e}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{P_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g} \quad (2)$$

Como entrada a la turbina tomaremos el diámetro de la sección de entrada de la cámara espiral de 42,6 mm, y como salida se considera la sección final del tubo de aspiración, en nuestro caso de 154 mm de diámetro.



Datos de la turbina:

$$Z_{man_e} = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$$

$$Z_{man_{aspi}} = 240 \text{ mm} = 0,24 \text{ m}$$

$$Z_e = 545 \text{ mm} = 0,545 \text{ m}$$

$$Z_{asp} = 505 \text{ mm} = 0,505 \text{ m}$$

$$D_e = 42,6 \text{ mm}$$

$$D_{aspi} = 96 \text{ mm}$$

$$D_s = 154 \text{ mm}$$

$$\rho = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}; \quad g = 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$



Como se aprecia en este esquema, la entrada está a 545 mm por encima del nivel del agua. Para ello el agua debe enrasar con el borde superior de los cuatro salientes que tiene la cuba en sus paredes. Además, se debe tener en cuenta que el manómetro con el que se va a medir la presión de la entrada se encuentra a 200 mm por encima de dicha sección.

Como consideramos el nivel del agua en el tanque $z = 0$ y en ese punto $P = P_{atm}$:

$$H = \frac{P_{man_e} + \rho g z_{man_e}}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{P_{atm} - \rho g z_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g} \quad (2')$$

$$H = \frac{P_{man_e} + \rho g z_{man_e}}{\rho g} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{\rho g z_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g}$$

Así pues, la expresión de la altura neta queda:

$$H = \frac{P_{man_e}}{\rho g} + z_{man_e} + z_e + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} = \frac{P_e}{\rho g} + 0,2 + 0,545 + \frac{v_e^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (3)$$

Por último, como $Q = V \cdot S$

$$V = \frac{Q}{S} = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D^2}{4}} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad (4)$$

Por lo tanto, la fórmula para el cálculo de la altura neta queda:

$$H = \frac{P_{man_e}}{\rho g} + z_{man_e} + z_e + \frac{\left(\frac{4Q}{\pi D_e^2}\right)^2 - \left(\frac{4Q}{\pi D_s^2}\right)^2}{2g} \quad (5)$$

Dado que la presión del manómetro viene en bares y el caudal medido viene en (m^3/h), podemos expresar:

$$H = \frac{P_{man_e}(bar) \cdot 10^5}{9,8 \cdot 1000} + 0,2 + 0,545 + \frac{\left(\frac{Q(m^3/h)}{3600 \cdot 1,425 \cdot 10^{-3}}\right)^2}{2 \cdot 9,8} - \frac{\left(\frac{Q(m^3/h)}{3600 \cdot 1,8627 \cdot 10^{-2}}\right)^2}{2 \cdot 9,8} \quad (6)$$

Y si simplificamos la expresión quedará:

$$H = P_{man_e}(bar) \cdot 10,204 + 0,745 + \frac{(Q(m^3/h))^2}{515,8} - \frac{(Q(m^3/h))^2}{88134,7} \quad (6')$$

Como a lo largo de la experiencia hemos de mantener $H = \text{cte.} \approx 15 \text{ m}$, la presión del manómetro, que hemos de conseguir jugando con las válvulas del circuito hidráulico, la deduciremos de la ecuación (6'). Para cada caudal será distinta la presión que debe indicar el manómetro. Como indica la siguiente tabla:

$Q(m^3/h)$	$P_{man_e}(\text{bar})$ para un altura neta $H = 15 \text{ m}$
20	1,32
24	1,29
28	1,25
32	1,20



Cuando estemos haciendo medidas, para una posición fija del distribuidor, la presión indicada por el manómetro oscilará, cambiará aleatoriamente, lo que nos obligará a estar continuamente modificándola y aproximándola, más o menos, a la necesaria para que con ese caudal la altura sea $H \approx 15 \text{ m}$. En general la presión a la entrada P_e estará en el rango de 1,16 – 1,37 bar.

Posteriormente transformaremos las medidas obtenidas, mediante las relaciones de semejanza, a las que habríamos obtenido si realmente la altura neta hubiera sido, rigurosamente, **15 m**.

ALTURA DE PÉRDIDAS

Si aplicamos Bernoulli entre la entrada y la salida de la tubería de aspiración tenemos:

$$\frac{P_{\text{asp}}}{\rho g} + z_{\text{asp}} + \frac{v_{\text{asp}}^2}{2g} = \frac{P_s}{\rho g} + z_s + \frac{v_s^2}{2g} + h_{p_{\text{asp}}} \quad (7)$$

y despejando la altura:

$$h_{p_{\text{asp}}} = \frac{P_{\text{asp}}}{\rho g} + z_{\text{asp}} + \frac{v_{\text{asp}}^2}{2g} - \frac{P_s}{\rho g} - z_s - \frac{v_s^2}{2g} \quad (8)$$

Por otra parte se sabe que $z_s = -\frac{P_s}{\rho \cdot g}$, con lo cual estos términos se anulan en la ecuación para calcular la altura de pérdidas de la tubería de aspiración:

$$h_{p_{\text{asp}}} = \frac{P_{\text{asp}}}{\rho g} + z_{\text{asp}} + \frac{v_{\text{asp}}^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (9)$$

Y entonces:

$$h_{p_{\text{asp}}} = \frac{P_{\text{man}_{\text{asp}}}}{\rho g} + z_{\text{man}_{\text{asp}}} + z_{\text{asp}} + \frac{v_{\text{asp}}^2}{2g} - \frac{v_s^2}{2g} \quad (9')$$

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 $h_{p_{\text{asp}}}$, 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:

$$\text{Pot. neta} = H \cdot Q \cdot \rho \cdot g \quad (10)$$

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.

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.

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

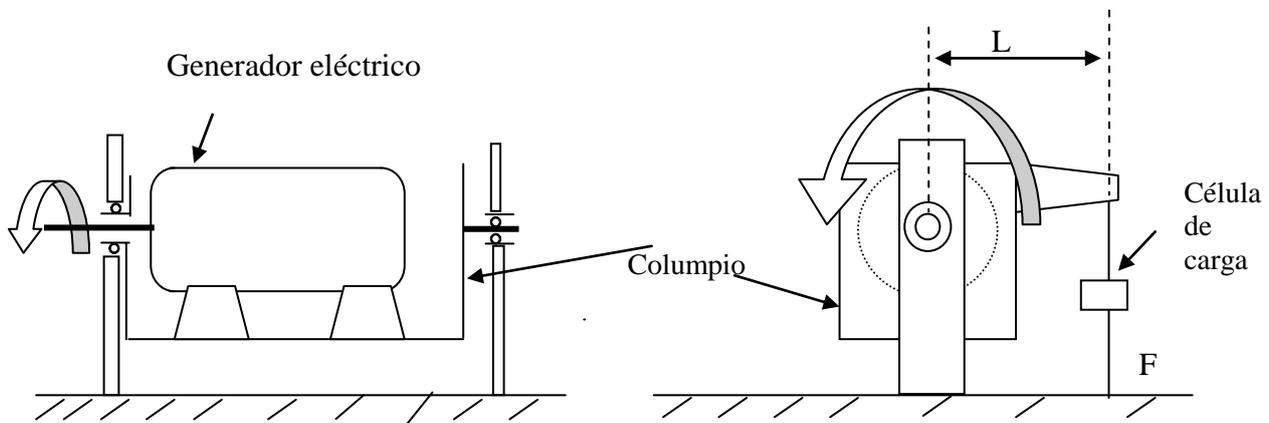


Fig. 5: Un esquema de cómo el generador eléctrico, que hace de freno a la turbina, está montado sobre el columpio. La fuerza (F) que mide la célula de carga, multiplicada por su mínima distancia al eje (L), nos da el par que transmite el eje (M).

RENDIMIENTO TOTAL

Como es lógico ha de definirse:

$$\eta_{total} = \frac{Pot_{eje}}{Pot_{neta}} \quad (12)$$

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 que $\eta_{volumetrica} = 1$.

PARÁMETROS QUE HAN DE MEDIRSE

Se tomarán un conjunto de valores para distintas aperturas del distribuidor, correspondientes a distintas posiciones del micrómetro, desde 0 mm hasta aproximadamente 7,5 mm (unas 12 posiciones). La apertura total del distribuidor corresponde a la posición 0 mm del micrómetro (100 % de apertura) y el distribuidor está prácticamente cerrado en la posición de 7,5 mm (6,25 % de apertura). **(No tiene ningún interés que el distribuidor esté completamente cerrado).**



Para cada apertura del distribuidor (mm del micrómetro) variaremos la velocidad de la turbina y tomaremos varios valores. 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 de velocidades comprendido entre 600 rpm y 4100 rpm. Puede darse el caso de que a 600 rpm no se obtenga una presión que haga $H = 15$ m. Se incrementará entonces la velocidad hasta obtener esta altura.

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^3/h)	Par de freno (N·m)
% ap. 1	2	3	4	5	6
0 mm 100%			600		
			1000		
			1400		
			1700		
			2000		
			2300		
			2600		
			2900		
			3200		
			3500		
			3800		
			4100		
		Embalamiento ()			cero

Conforme se va incrementando la velocidad, los valores de la presión cambiarán. Se deberán cambiar manipulando las diferentes válvulas para que $H = 15$ m en la ecuación (6'). No obstante, no se obtendrá en casi ninguna medida este valor, si no que variará ligeramente: 15,03; 15,07; 15,02...

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: $H=15$ m.**

A los valores homólogos a los obtenidos experimentalmente y correspondientes a $H = 15$ 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 **15 m.**

Los datos obtenidos experimentalmente para las distintas posiciones del distribuidor y velocidades de la turbina, para una altura constante de **15 m**, vienen recogidos en las siguientes tablas:


TABLA DE VALORES MEDIDOS Y CALCULADOS (equipo n°: 8)

Valores medidos, experimentales						Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 15 m								
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar) 2	Pman _{asp} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η_{total} (%) 13	h_{pasp} (m) 14	
0 mm 100%	1,19	-0,075	3501	33,1	1,73	15,00	3501,0	33,10	1,73	634,26	1210,7	52,39	0,05	
	1,22	-0,07	3798	30,9	1,01	15,03	3794,2	30,87	1,01	401,31		33,15	0,09	
	1,26	-0,045	4103	27,6	0,10	15,07	4093,5	27,54	0,10	42,87		3,54	0,33	
	1,26	-0,04	4124	27,1	cero	15,02	4121,3	27,08	Cero	0		0	0,38	
								Q _{medio} 29,65						

Valores medidos, experimentales						Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 15 m								
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar) 2	Pman _{asp} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η_{total} (%) 13	h_{pasp} (m) 14	
1 mm 87,5%	1,19	-0,075	3499	33,0	1,72	14,99	3500,2	33,01	1,72	630,45	1205,8	52,28	0,05	
	1,22	-0,065	3800	30,7	0,98	15,01	3798,7	30,69	0,98	389,84		32,33	0,14	
	1,26	-0,045	4096	27,4	0,10	15,05	4089,2	27,35	0,10	42,82		3,55	0,33	
	1,26	-0,04	4121	27,1	cero	15,02	4118,3	27,08	Cero	0		0	0,38	
								Q _{medio} 29,53						

Valores medidos, experimentales						Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 15 m								
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar) 2	Pman _{asp} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η_{total} (%) 13	h_{pasp} (m) 14	
2 mm 75%	1,19	-0,075	3499	32,7	1,67	14,95	3504,8	32,75	1,68	616,60	1199,7	51,40	0,05	
	1,22	-0,065	3803	30,6	0,97	15,00	3803,0	30,60	0,97	386,30		32,20	0,14	
	1,26	-0,045	4100	27,3	0,07	15,04	4094,5	27,26	0,10	42,88		3,57	0,33	
	1,26	-0,04	4116	26,9	cero	15,00	4116,0	26,90	Cero	0		0	0,38	
								Q _{medio} 29,38						



Valores medidos, experimentales						Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 15 m							
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar) 2	Pman _{asp} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14
3 mm 62,5%	1,20	-0,075	3501	32,7	1,71	15,05	3495,2	32,65	1,70	622,23	1191,1	52,24	0,05
	1,23	-0,065	3806	30,6	0,99	15,10	3793,4	30,50	0,98	389,30		32,68	0,14
	1,26	-0,04	4098	27,0	0,06	15,01	4096,6	26,99	0,06	25,74		2,16	0,38
	1,26	-0,04	4113	26,5	cero	14,96	4118,5	26,54	Cero	0		0	0,38
						Q _{medio} 29,17							

Valores medidos, experimentales						Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 15 m							
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar) 2	Pman _{asp} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14
4 mm 50%	1,19	-0,07	3201	33,2	2,21	15,01	3199,9	33,19	2,21	740,55	1213,2	61,04	0,10
	1,21	-0,075	3502	31,0	1,55	14,94	3509,0	31,06	1,56	573,24		47,25	0,04
	1,24	-0,06	3799	29,0	0,89	15,02	3796,4	28,98	0,89	353,83		29,16	0,19
	1,27	-0,04	4094	25,6	cero	14,97	4098,1	25,63	cero	0		0	0,38
						Q _{medio} 29,71							

Valores medidos, experimentales						Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 15 m							
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar) 2	Pman _{asp} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14
4,5 mm 43,75%	1,19	-0,07	2900	32,9	2,57	14,97	2902,9	32,93	2,58	784,30	1191,1	65,85	0,10
	1,21	-0,075	3201	31,3	2,10	14,98	3203,1	31,32	2,10	704,40		59,14	0,04
	1,24	-0,075	3502	29,7	1,51	15,10	3490,4	29,60	1,50	548,27		46,03	0,04
	1,26	-0,055	3800	27,4	0,79	15,05	3793,7	27,35	0,79	313,85		26,35	0,23
	1,29	-0,04	4082	24,7	cero	15,08	4071,2	24,63	Cero	0		0	0,38
						Q _{medio} 29,17							



Valores medidos, experimentales						Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 15 m								
Micr. (mm) % ap. 1	P _{man_e} (bar) 2	P _{man_{asp}} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14	
5 mm 37,5%	1,16	-0,07	600	33,7	4,62	14,77	604,7	33,96	4,69	296,99	1261,7	23,54	0,10	
	1,17	-0,075	1003	33,6	4,37	14,86	1007,7	33,76	4,41	465,37		36,88	0,05	
	1,17	-0,07	1402	33,5	4,09	14,85	1409,1	33,67	4,13	609,43		48,30	0,10	
	1,18	-0,07	1703	33,3	3,83	14,92	1707,6	33,39	3,85	688,45		54,57	0,10	
	1,18	-0,07	2003	33,2	3,56	14,91	2009,0	33,30	3,58	753,17		59,69	0,10	
	1,19	-0,06	2301	33,1	3,25	15,00	2301,0	33,10	3,25	783,12		62,07	0,20	
	1,20	-0,075	2601	32,2	2,79	14,99	2601,9	32,21	2,79	760,19		60,25	0,05	
	1,22	-0,07	2900	31,1	2,41	15,06	2894,2	31,04	2,40	727,39		57,65	0,09	
	1,23	-0,075	3205	29,5	1,89	14,97	3208,2	29,53	1,89	634,97		50,33	0,04	
	1,25	-0,07	3499	27,8	1,32	14,99	3500,2	27,81	1,32	483,83		38,35	0,08	
	1,27	-0,05	3799	25,5	0,62	14,96	3804,1	25,53	0,62	246,99		19,58	0,28	
1,30	-0,04	4041	23,5	cero	15,07	4031,6	23,45	Cero	0	0	0,37			
								Q _{medio} 30,90						

Valores medidos, experimentales						Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 15 m								
Micr. (mm) % ap. 1	P _{man_e} (bar) 2	P _{man_{asp}} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14	
5,5 mm 31,25%	1,22	-0,07	606	30,8	4,30	15,02	605,6	30,78	4,29	272,06	1127,0	24,14	0,09	
	1,22	-0,075	1005	30,5	4,05	14,99	1005,3	30,51	4,05	426,36		37,83	0,04	
	1,22	-0,07	1400	30,2	3,75	14,95	1402,3	30,25	3,76	552,15		48,99	0,09	
	1,23	-0,07	1700	30,0	3,52	15,03	1698,3	29,97	3,51	624,24		55,39	0,09	
	1,24	-0,07	2000	29,9	3,26	15,12	1992,0	29,78	3,23	673,78		59,77	0,09	
	1,24	-0,07	2303	29,6	2,90	15,09	2296,1	29,51	2,88	692,49		61,45	0,09	
	1,25	-0,075	2603	28,7	2,49	15,09	2595,2	28,61	2,48	673,99		59,80	0,03	
	1,26	-0,075	2903	27,5	2,05	15,06	2897,2	27,45	2,04	618,92		54,92	0,03	
	1,26	-0,075	3204	26,1	1,57	14,92	3212,6	26,17	1,58	531,55		47,17	0,02	
	1,29	-0,055	3500	24,7	1,05	15,08	3490,7	24,63	1,04	380,17		33,73	0,22	
	1,30	-0,05	3798	22,3	0,33	14,97	3801,8	22,32	0,33	131,38		11,66	0,27	
	1,32	-0,04	3952	21,3	cero	15,09	3940,2	21,24	Cero	0		0	0,37	
								Q _{medio} 27,60						



Valores medidos, experimentales						Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 15 m								
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar) 2	Pman _{asp} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14	
6 mm 25%	1,25	-0,07	600	27,9	3,88	15,00	600,0	27,90	3,88	243,79	1008,6	24,17	0,08	
	1,25	-0,07	1002	27,5	3,64	14,96	1003,3	27,54	3,65	383,49		38,02	0,08	
	1,26	-0,07	1401	27,3	3,38	15,04	1399,1	27,26	3,37	493,75		48,95	0,08	
	1,26	-0,07	1705	26,9	3,10	15,00	1705,0	26,90	3,10	553,50		54,88	0,08	
	1,27	-0,07	2003	26,7	2,85	15,08	1997,7	26,63	2,83	592,03		58,70	0,08	
	1,27	-0,075	2303	26,2	2,47	15,03	2300,7	26,17	2,47	595,09		59,00	0,02	
	1,27	-0,075	2602	25,2	2,07	14,93	2608,1	25,26	2,08	568,09		56,32	0,02	
	1,28	-0,075	2904	24,3	1,70	14,94	2909,8	24,35	1,71	521,06		51,66	0,02	
	1,30	-0,06	3202	23,4	1,29	15,07	3194,6	23,35	1,28	428,21		42,46	0,17	
	1,31	-0,055	3503	21,8	0,73	15,03	3499,5	21,78	0,73	267,52		26,52	0,21	
	1,33	-0,045	3799	19,8	0,10	15,07	3790,2	19,75	0,10	39,69		3,94	0,31	
1,34	-0,04	3853	19,6	cero	15,16	3832,6	19,50	Cero	0	0	0,36			
								Q _{medio} 24,70						

Valores medidos, experimentales						Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 15 m								
Micr. (mm) % ap. 1	Pman _e (bar) 2	Pman _{asp} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14	
6,5 mm 18,75%	1,29	-0,07	601	24,6	3,44	15,07	599,6	24,54	3,42	214,74	899,1	23,88	0,07	
	1,29	-0,07	1002	24,3	3,22	15,05	1000,3	24,26	3,21	336,25		37,40	0,07	
	1,29	-0,07	1403	23,9	2,94	15,01	1402,5	23,89	2,94	431,80		48,03	0,07	
	1,29	-0,07	1702	23,6	2,70	14,98	1703,1	23,62	2,70	481,54		53,56	0,07	
	1,30	-0,06	2001	23,4	2,44	15,07	1996,3	23,35	2,43	508,00		56,50	0,17	
	1,30	-0,075	2301	22,8	2,07	15,01	2300,2	22,79	2,07	498,61		55,46	0,01	
	1,30	-0,075	2603	21,9	1,71	14,93	2609,1	21,95	1,72	469,95		52,27	0,01	
	1,31	-0,07	2905	21,3	1,36	14,99	2906,0	21,31	1,36	413,87		46,03	0,06	
	1,32	-0,05	3200	20,2	0,94	15,00	3200,0	20,20	0,94	315,00		35,04	0,26	
	1,33	-0,045	3497	18,8	0,41	15,00	3497,0	18,80	0,41	150,14		16,70	0,31	
	1,35	-0,045	3717	17,6	cero	15,12	3702,2	17,53	Cero	0		0	0,31	
								Q _{medio} 22,02						



Valores medidos, experimentales						Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 15 m							
Micr. (mm) % ap. 1	P _{man_e} (bar) 2	P _{man_{asp}} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14
7 mm 12,5%	1,32	-0,07	600	20,4	2,78	15,02	599,6	20,39	2,78	174,56	733,4	23,80	0,06
	1,32	-0,07	1001	20,0	2,58	14,99	1001,3	20,01	2,58	270,53		36,89	0,06
	1,33	-0,07	1401	19,8	2,35	15,07	1397,7	19,75	2,34	342,50		46,70	0,06
	1,33	-0,07	1704	19,4	2,13	15,04	1701,7	19,37	2,12	377,79		51,51	0,05
	1,33	-0,07	2001	19,0	1,85	15,01	2000,3	18,99	1,85	387,52		52,84	0,05
	1,33	-0,075	2304	18,4	1,53	14,97	2306,3	18,42	1,53	369,52		50,38	0,00
	1,34	-0,07	2601	17,9	1,23	15,04	2597,5	17,88	1,23	334,57		45,62	0,05
	1,34	-0,055	2901	17,3	0,90	15,00	2901,0	17,30	0,90	273,41		37,28	0,20
	1,35	-0,045	3202	16,3	0,49	15,03	3198,8	16,28	0,49	164,14		22,38	0,30
	1,36	-0,04	3498	14,6	0,02	15,03	3494,5	14,59	0,02	7,32		1,00	0,35
1,36	-0,04	3509	14,6	cero	15,03	3505,5	14,59	Cero	0	0	0,35		
Q _{medio} 17,96													

Valores medidos, experimentales						Experimentales corregidos Puntos homólogos H = 15 m							
Micr. (mm) % ap. 1	P _{man_e} (bar) 2	P _{man_{asp}} (bar) 3	n (rpm) 4	Q (m ³ /h) 5	Par de freno (N·m) 6	H (m) 7	n (rpm) 8	Q (m ³ /h) 9	Par de freno (N·m) 10	Pot. eje (W) 11	Pot. neta (W) 12	η _{total} (%) 13	h _{pasp} (m) 14
7,5 mm 6,25%	1,35	-0,07	600	15,9	2,07	15,01	599,8	15,89	2,07	130,02	580,2	22,41	0,05
	1,35	-0,065	1002	15,6	1,90	14,99	1002,3	15,60	1,90	199,42		34,37	0,10
	1,36	-0,07	1400	15,4	1,71	15,08	1396,3	15,36	1,70	248,57		42,84	0,05
	1,36	-0,07	1703	15,1	1,50	15,06	1699,6	15,07	1,49	265,19		45,71	0,05
	1,36	-0,07	2003	14,7	1,25	15,04	2000,3	14,68	1,25	261,84		45,13	0,04
	1,36	-0,07	2303	14,2	1,00	15,01	2302,2	14,19	1,00	241,09		41,55	0,04
	1,36	-0,055	2601	13,8	0,74	14,99	2601,9	13,80	0,74	201,63		34,75	0,20
	1,36	-0,05	2902	13,1	0,41	14,95	2906,8	13,12	0,41	124,80		21,51	0,25
	1,37	-0,045	3200	12,2	0,06	15,01	3198,9	12,20	0,06	20,10		3,46	0,30
	1,37	-0,04	3238	12,2	cero	15,01	3236,9	12,20	Cero	0		0	0,35
Q _{medio} 14,21													



CONSTRUCCIÓN DE LAS TABLAS

Para cada posición del distribuidor construiremos una tabla, veamos cada 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') con los valores del manómetro y caudalímetro obtenidos.

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 cercanas a 15 m.

Pues bien, corregimos estas medidas a las que habríamos obtenido si la altura neta hubiera sido rigurosamente constante e igual a $H = 15$ 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 (homóloga) es la velocidad de la turbina que corresponde al punto homólogo al medido, pero con: $H_{\text{homóloga}} = 15$ 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 $H_{\text{homóloga}} = 15$ 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 $H_{\text{homóloga}} = 15$ m



A partir de ahora todos los cálculos se harán sobre estos valores, columnas 8, 9 y 10.

11ª Columna:

Potencia útil de la turbina ó potencia en el eje, de la ecuación (11).

12ª Columna:

Potencia neta, de la ecuación (10) calculada con el caudal medio de la columna “9”, y la altura neta: $H = 15$ m

13ª Columna:

Rendimiento total de la turbina, de la ecuación (12).

14ª Columna:

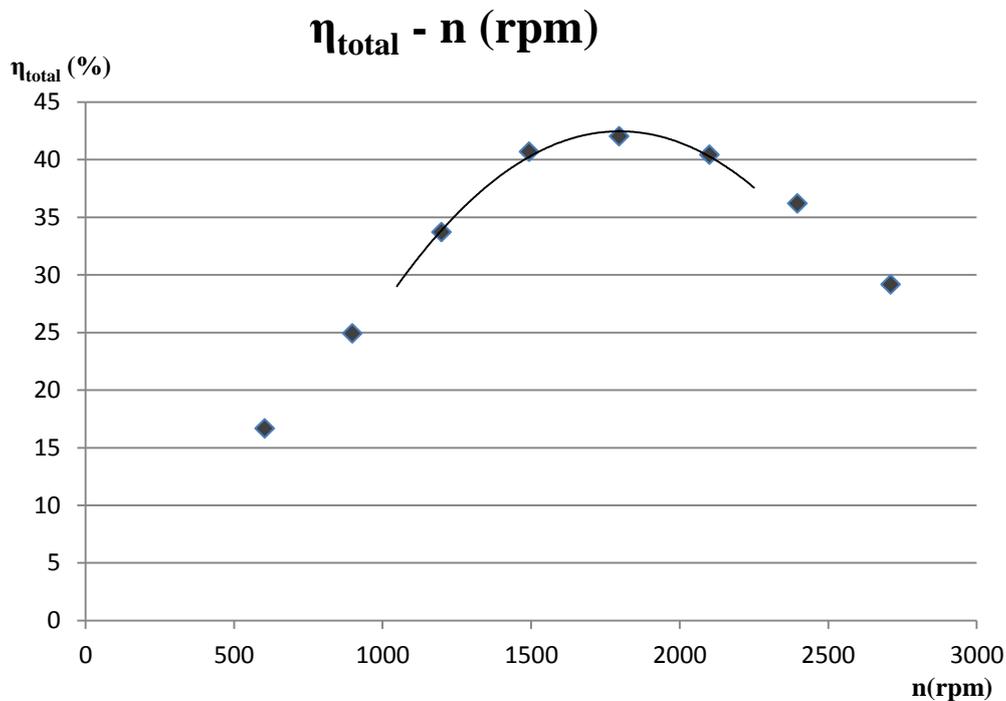
Altura de pérdidas en la tubería de aspiración, de la ecuación (9’).

TRABAJO A REALIZAR

Se deberán representar las siguientes gráficas:

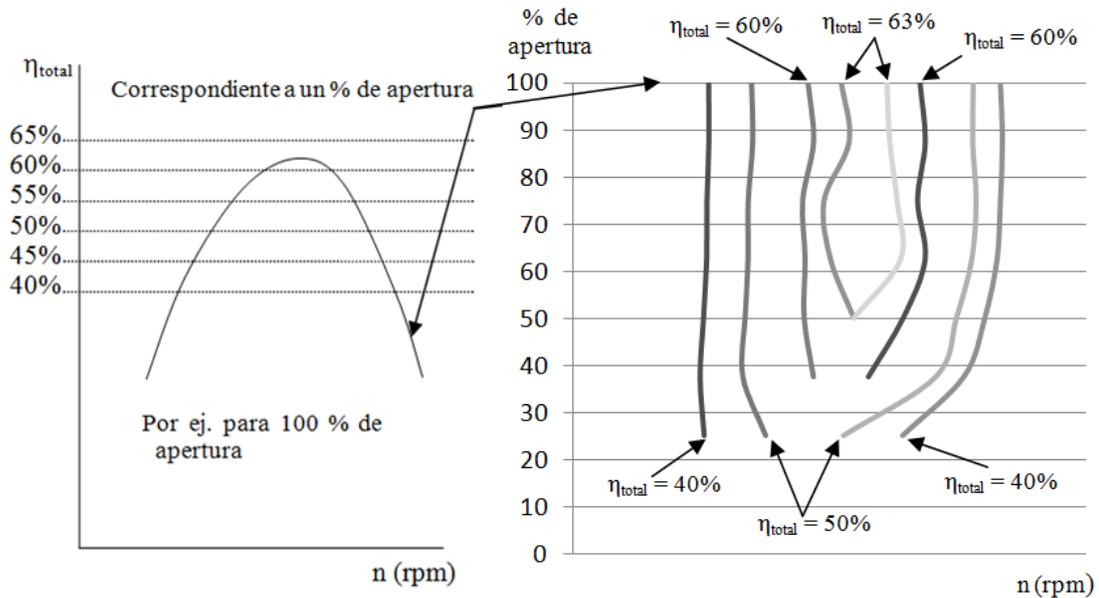
- Gráficas rendimiento total (η_{total}) – n° de revoluciones de la turbina (n).

Para cada posición del distribuidor, se representará el rendimiento total (columna 13) respecto al n° de revoluciones de la turbina (columna 8):





- Gráfica colina de rendimientos

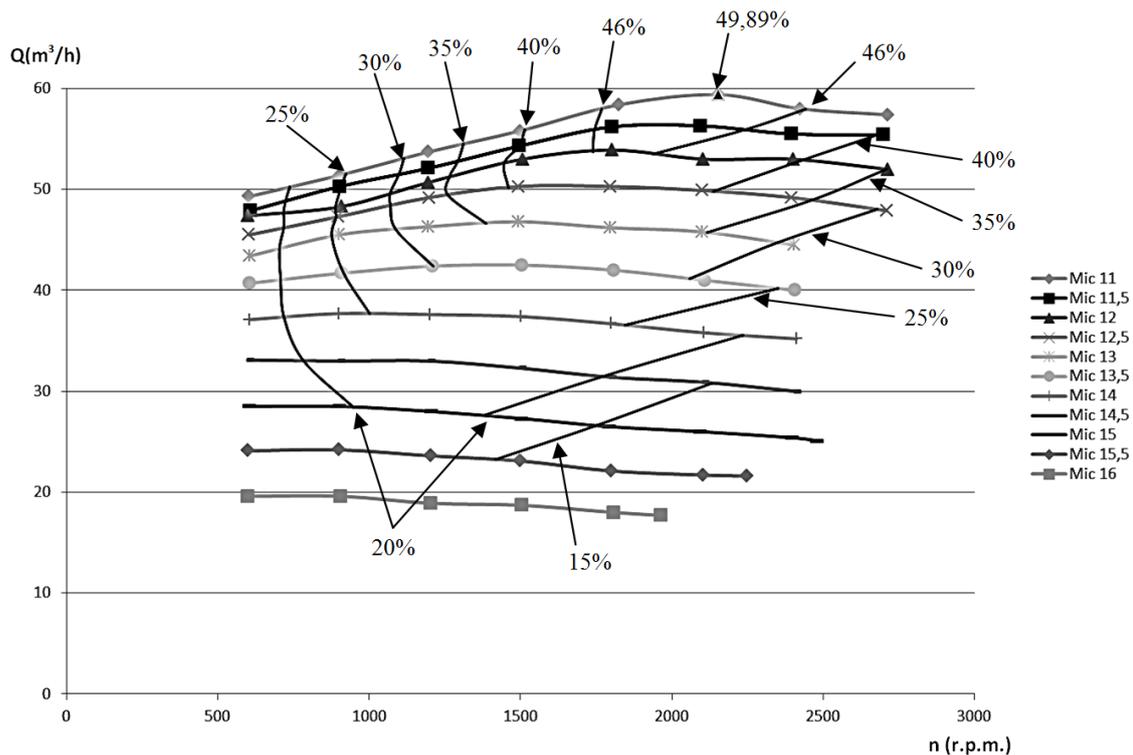


Los datos para construir la colina de rendimientos los tomaremos de los gráficos anteriores, de las intersecciones de las rectas horizontales (rendimientos totales) con la curva ajustada. Se tomarán preferiblemente los rendimientos: 35%, 40%, 45%, 50%, 55%, 60% y el máximo alcanzado.

Por último se unirán, aproximadamente, los puntos de igual rendimiento en la colina.

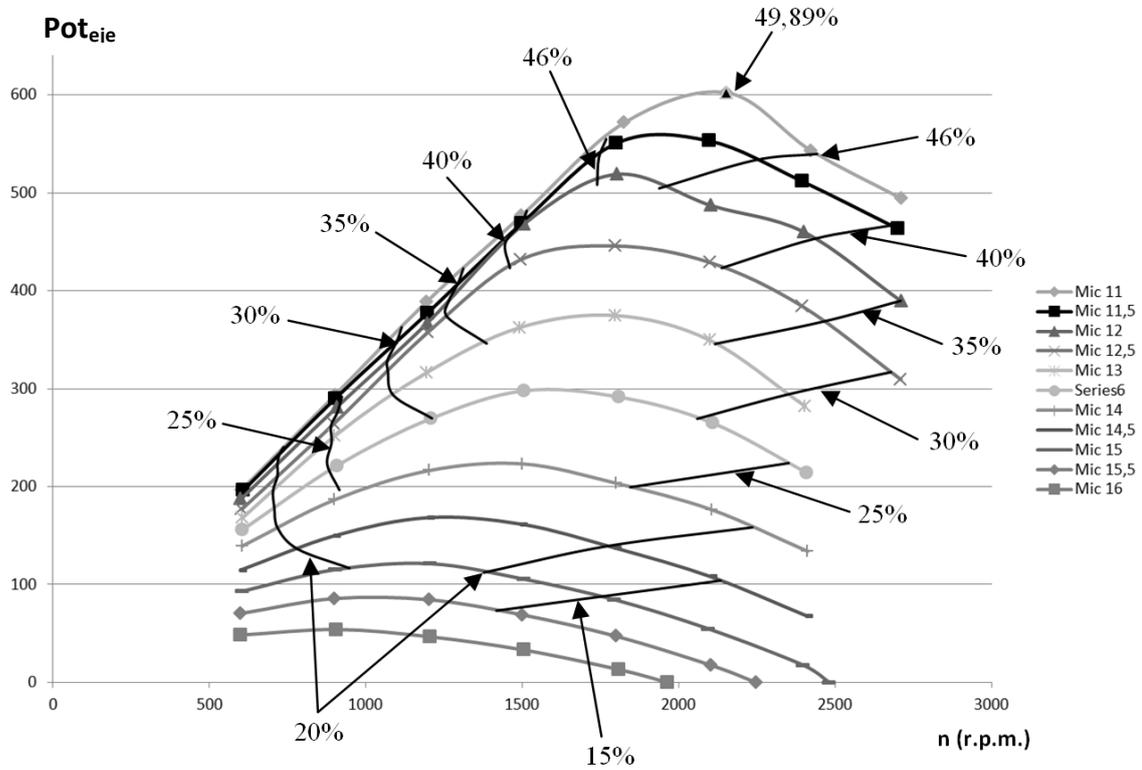
- Gráfica caudal (Q) – revoluciones de la turbina (n)

- e) Se representarán en una misma gráfica las curvas Q – n para cada posición del distribuidor.
- f) 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)
- e) Se representarán en una misma gráfica las curvas Pot_{eje} – n para cada posición del distribuidor.
- f) A la gráfica anterior se le añadirán las curvas del rendimiento total de la colina de rendimientos.

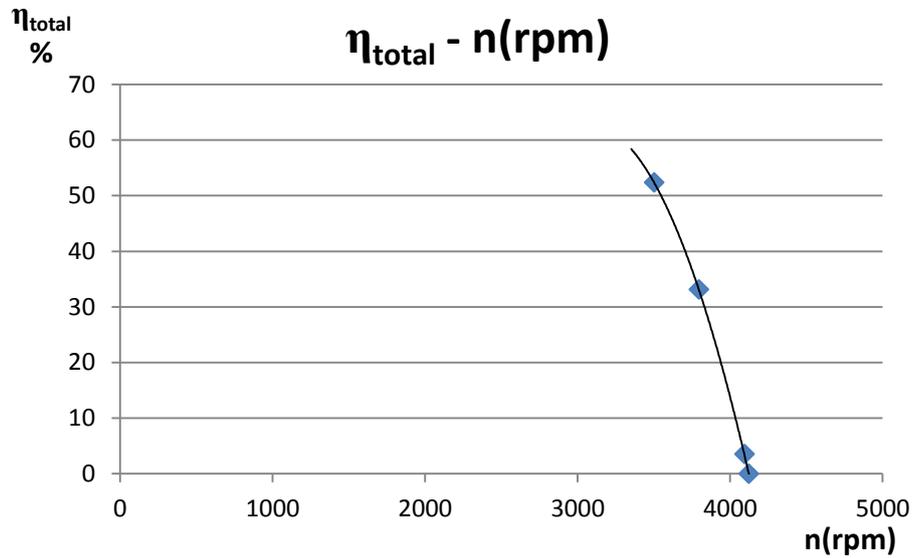




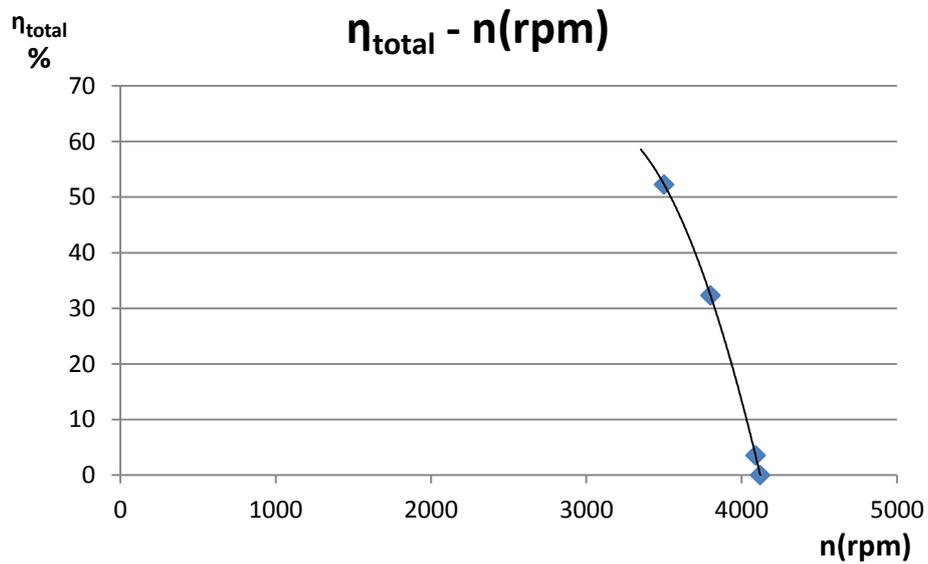
GRÁFICAS OBTENIDAS EN LA PRÁCTICA

Gráficas rendimiento total (η_{total}) – n° de revoluciones de la turbina (n)

- Micrómetro 0 mm (100% de apertura del distribuidor)

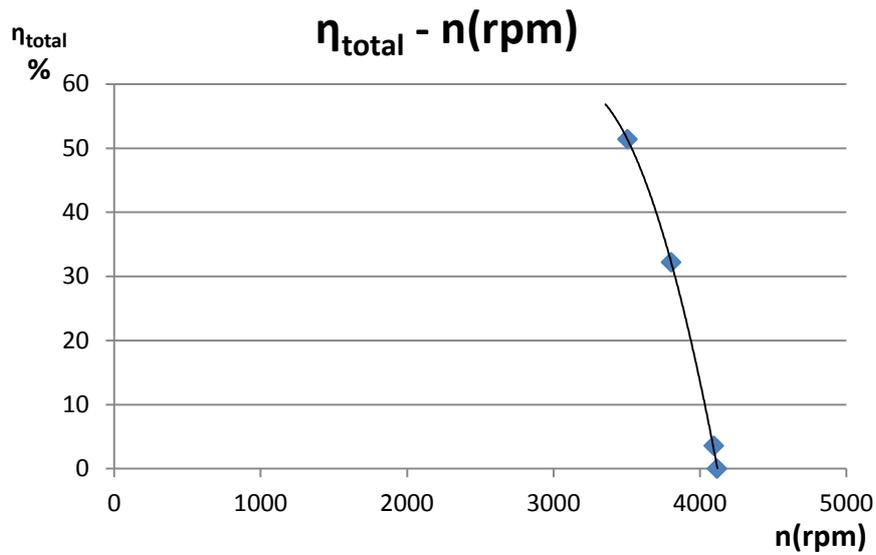


- Micrómetro 1 mm (87,5% de apertura del distribuidor)

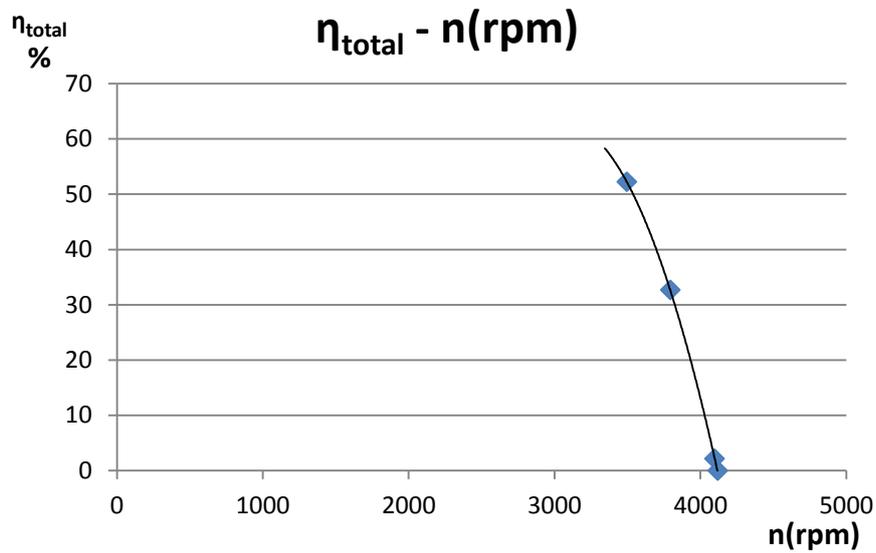




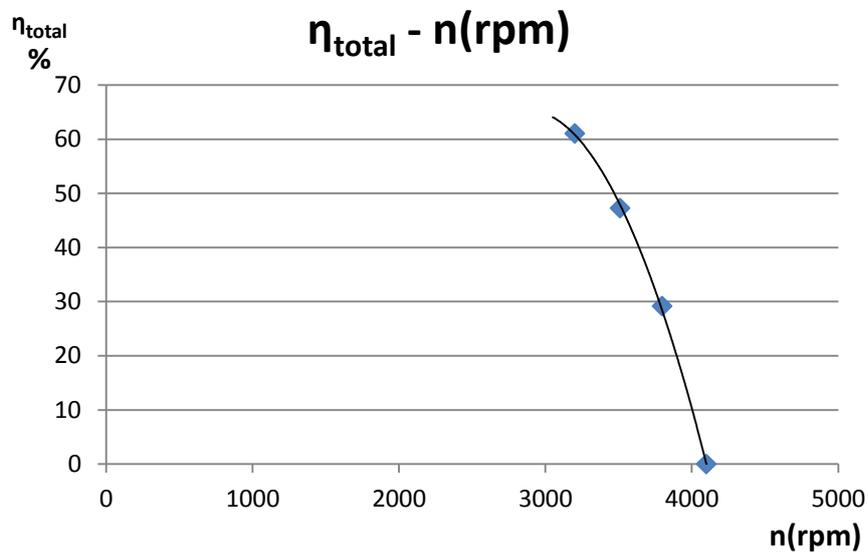
- Micrómetro 2 mm (75% de apertura del distribuidor)



- Micrómetro 3 mm (62,5% de apertura del distribuidor)

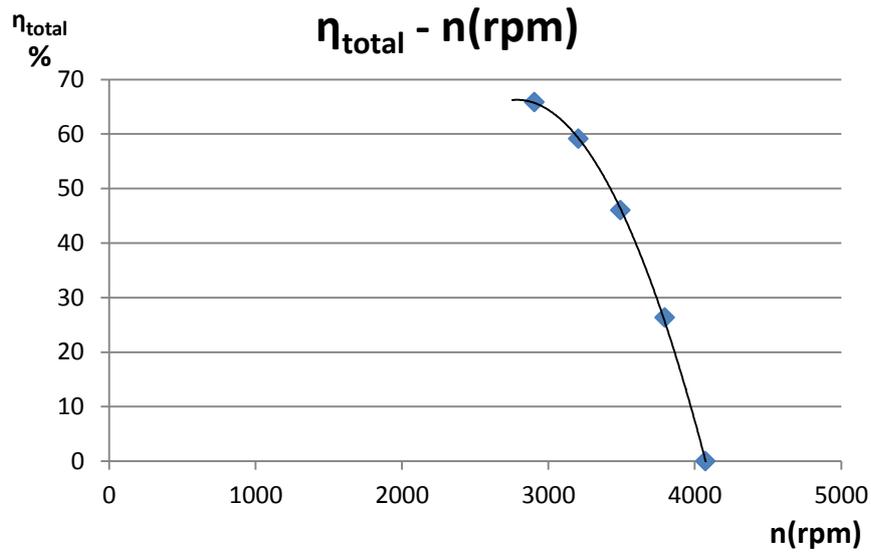


- Micrómetro 4 mm (50% de apertura del distribuidor)

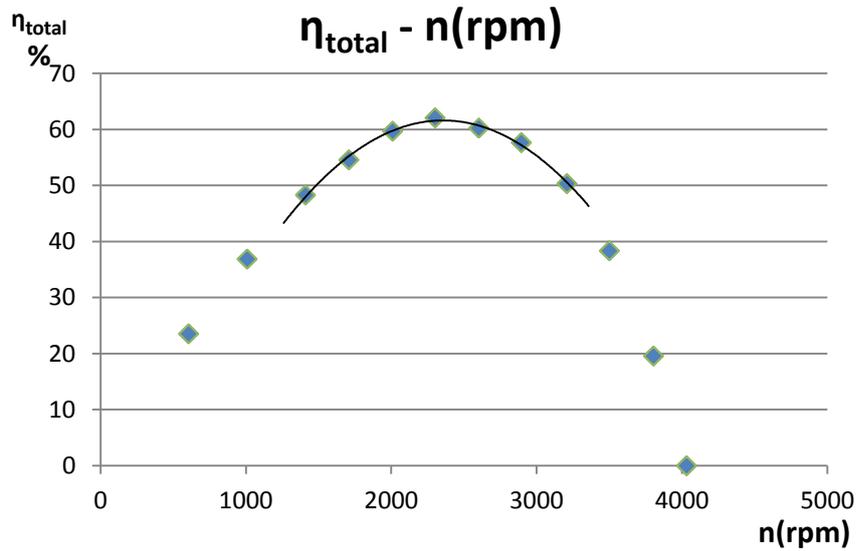




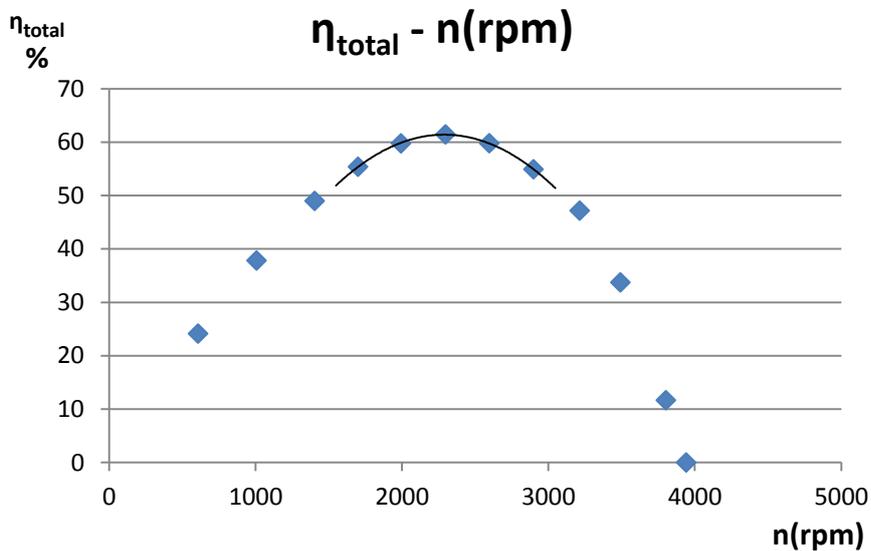
- Micrómetro 4,5 mm (43,75% de apertura del distribuidor)



- Micrómetro 5 mm (37,5% de apertura del distribuidor)

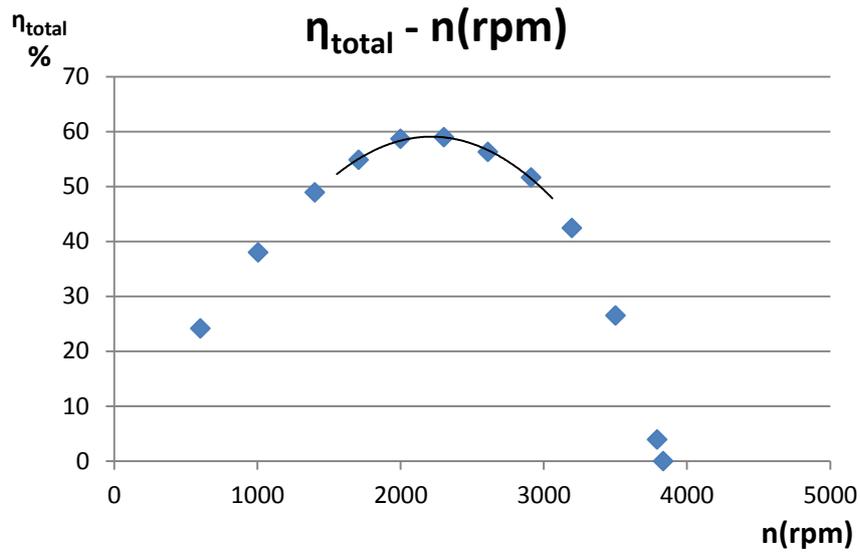


- Micrómetro 5,5 mm (31,25% de apertura del distribuidor)

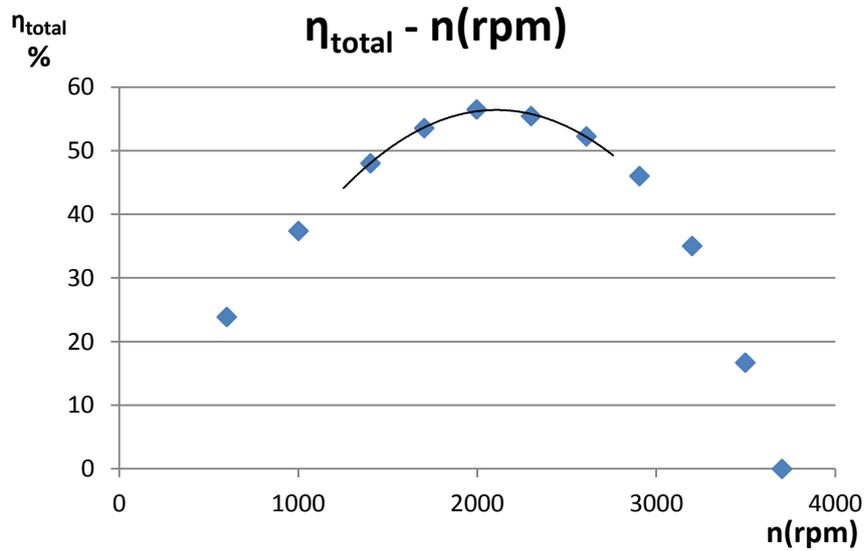




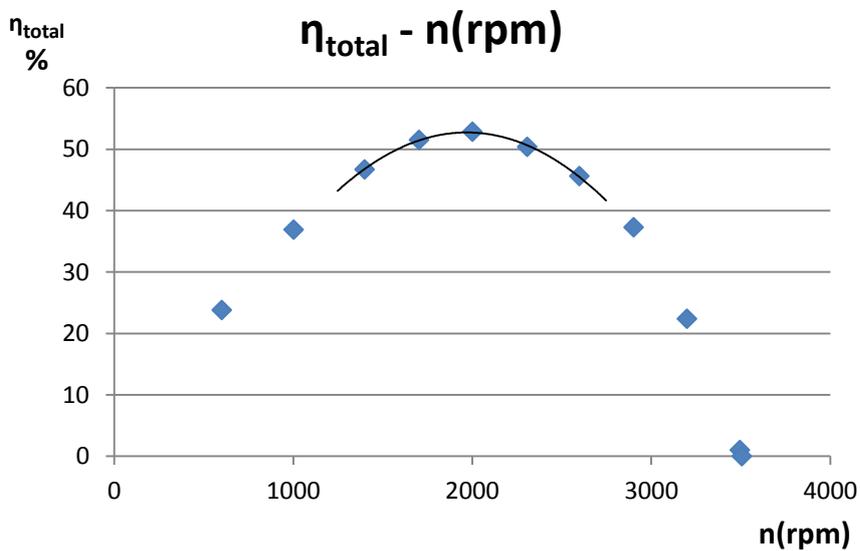
- Micrómetro 6 mm (25% de apertura del distribuidor)



- Micrómetro 6,5 mm (18,75% de apertura del distribuidor)

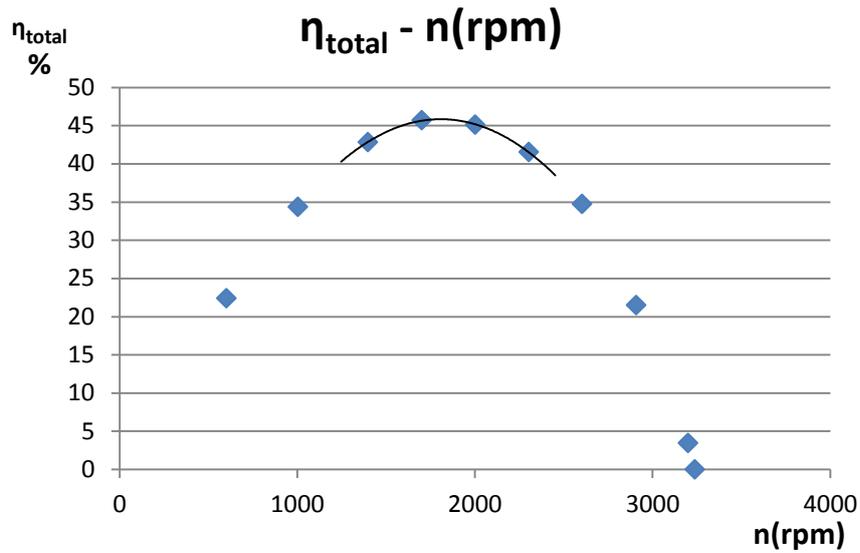


- Micrómetro 7 mm (12,5% de apertura del distribuidor)

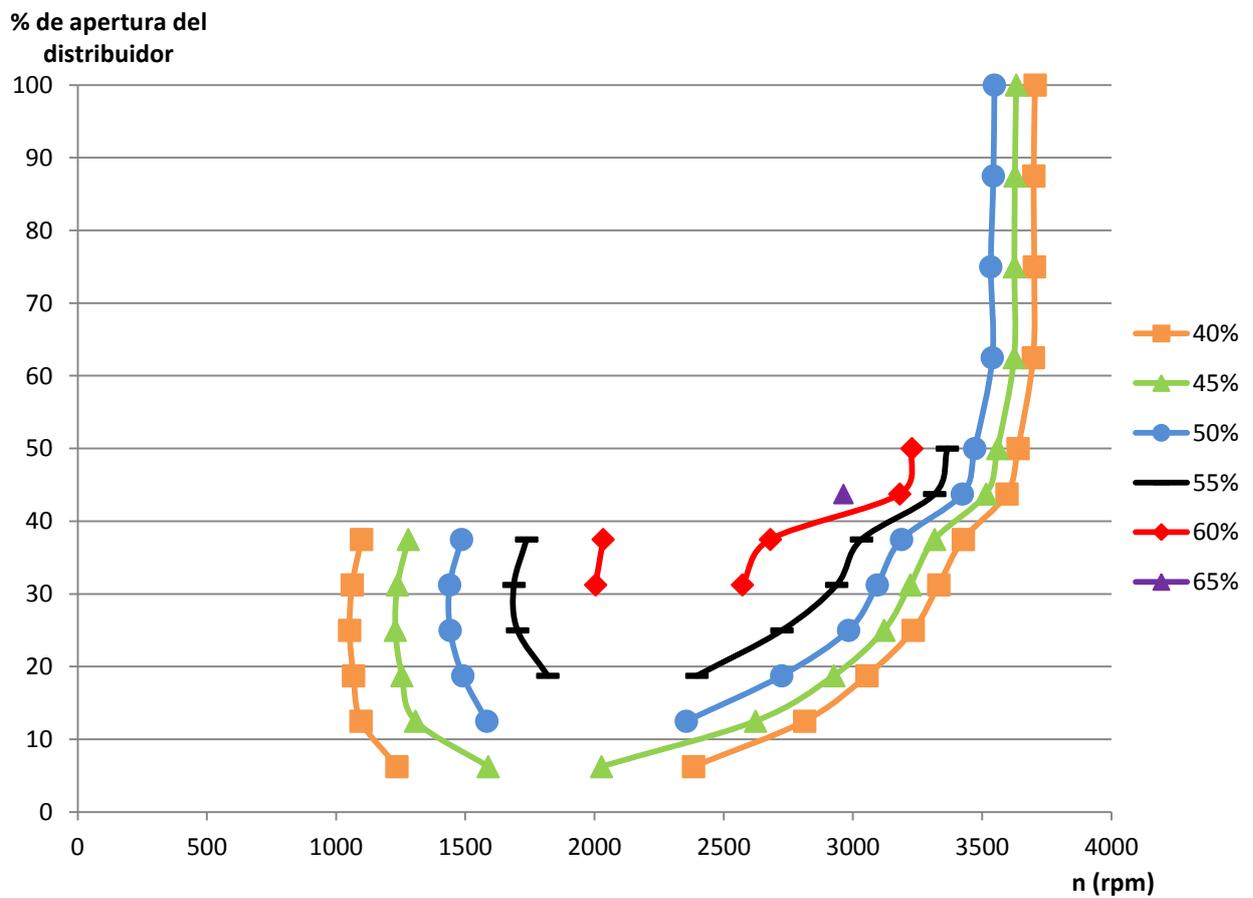




- Micrómetro 7,5 mm (6,25% de apertura del distribuidor)

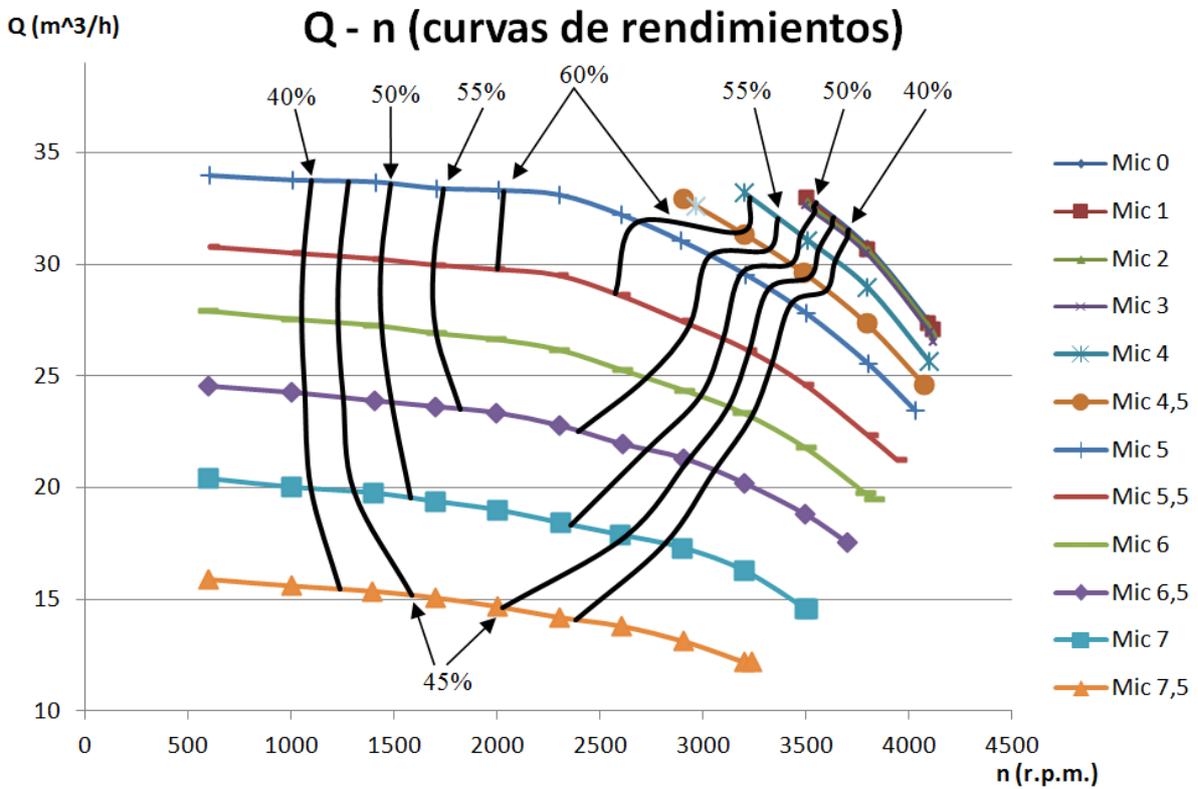
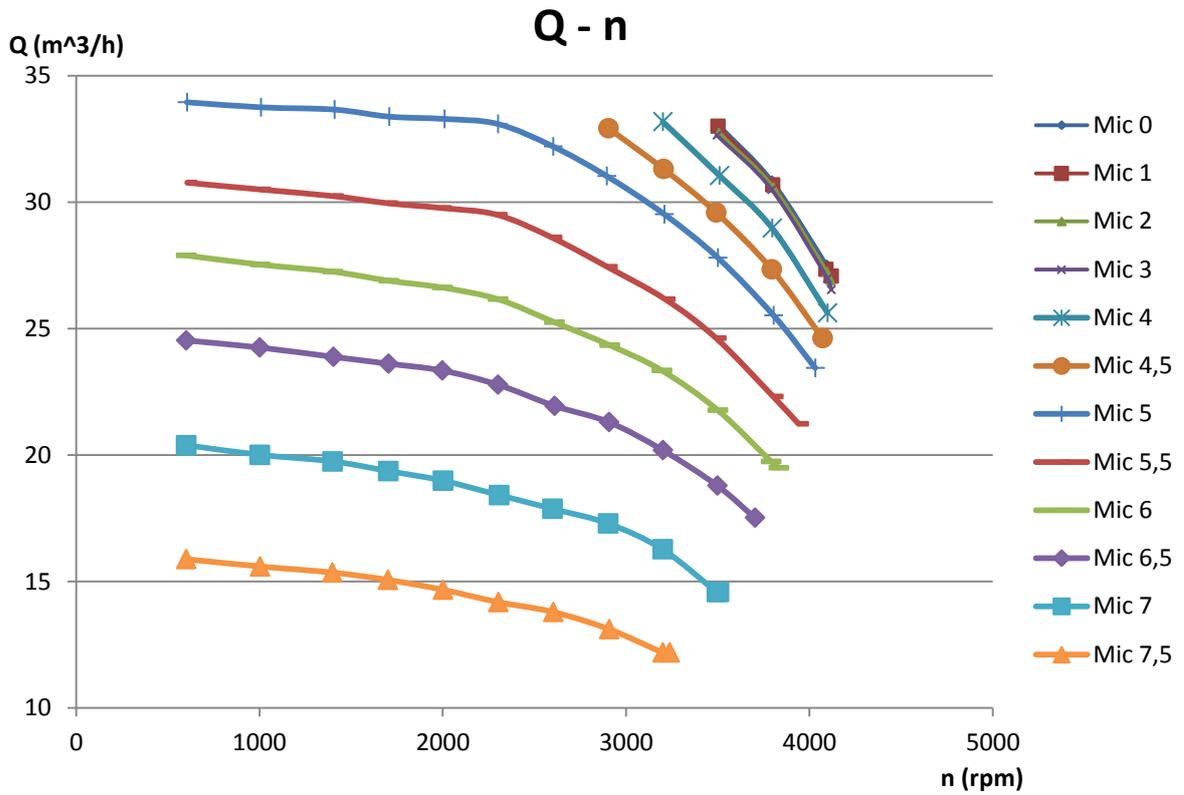


Gráfica colina de rendimientos



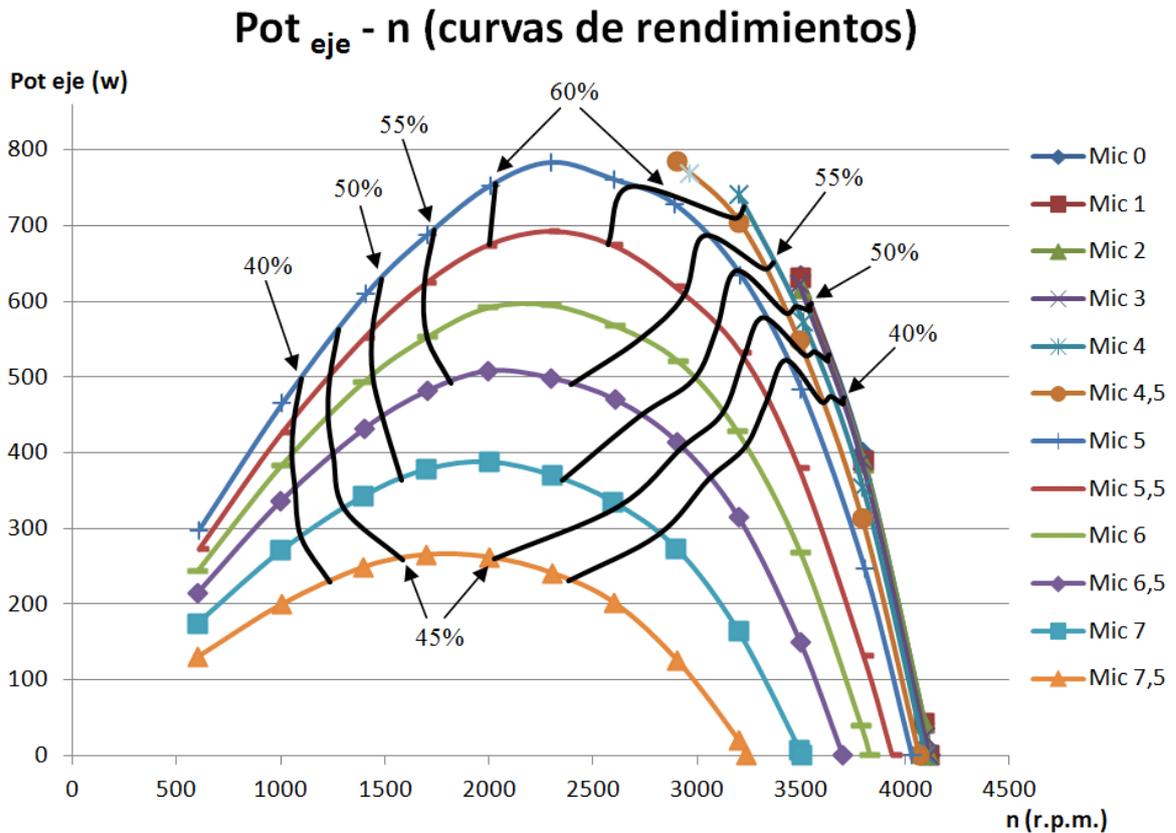
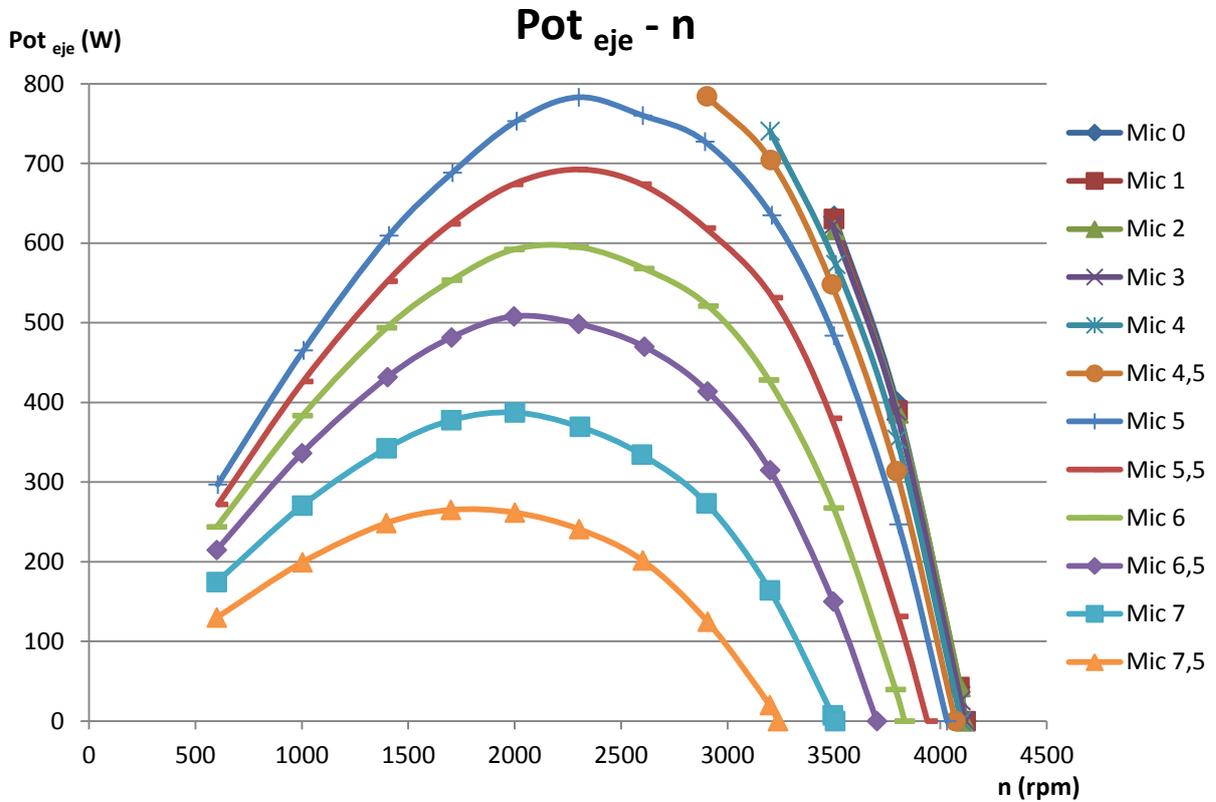


Gráficas caudal (Q) – nº de revoluciones de la turbina (n)





Gráficas potencia en el eje (Pot_{eje}) – nº de revoluciones de la turbina (n)





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 % de apertura del distribuidor 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 % de apertura del distribuidor del 43,75% (Micrómetro = 4,5 mm) y a una velocidad de $n = 2902,9$ rpm.

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 (ω_s).

$n_s = \frac{n(\text{rpm}) \cdot \sqrt{\text{Pot}_{\text{eje}}(\text{CV ó kW})}}{H_{\text{neta}}^{\frac{5}{4}}}$	(hay que especificar si la potencia se ha expresado en CV ó en kW)
punto de diseño, η máx	

$\omega_s = \frac{\omega \text{ (rad/s)} \cdot \sqrt{\frac{\text{Pot}}{\rho}}}{(g \cdot H_{\text{neta}})^{\frac{5}{4}}}$	punto de diseño, η máx
--	-----------------------------

El trabajo presentado ha de ser personal de cada alumno.

- Cálculo de n_s y ω_s :

Punto de diseño:

$n = 2902,9$ rpm

% apertura = 43,75%

Mic. = 4,5mm

$H_{\text{neta}} = 15$ m

$\eta_{\text{total}} = 65,85\%$

$$\text{Pot}_{\text{eje}} = 784,3 \text{ W} = 1,067 \text{ CV}$$

$$n_s = \frac{2902,9 \text{ rpm} \cdot \sqrt{1,067 \text{ CV}}}{15^{\frac{5}{4}} \text{ m}} = 101,6$$

$$\omega_s = \frac{2902,9 \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \sqrt{\frac{1,067}{1000}}}{(9,8 \cdot 15)^{\frac{5}{4}}} = 0,0194$$



Conclusiones

- A la vista de los resultados obtenidos, como se observa en la colina de rendimientos, se ha tomado como punto de diseño, para un salto de agua de 15 metros, el correspondiente a una velocidad de rotación de la turbina de 2902,9 rpm, con una apertura del distribuidor del 43,75%, correspondiente a colocar el micrómetro en la posición 4,5 mm. Como se intuye, este punto no es exactamente el punto de diseño real de la turbina, pues gráficamente se ve que debería estar en la posición del micrómetro de 4,5 mm, pero a un régimen de giro menor de 2902,9 rpm, aunque no es posible precisar su posición por falta de datos.
Con estas condiciones se consigue una potencia en el eje de 784,3 W (1,067 CV) y una velocidad específica de 101,6. Esta velocidad se encuentra entre los valores normales para una turbina Francis lenta (n_s entre 50 y 125), lo que aconseja su utilización en vez de una Pelton o una Kaplan.
Por otra parte el rendimiento máximo, que se da en el punto de diseño tomado, roza el 65,85 %. 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 cómo al ir abriendo el distribuidor, el rendimiento máximo para cada una de sus posiciones se obtiene a una velocidad cada vez mayor.
- Además, tanto en la colina 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. En algunas gráficas $\eta_{\text{total}} - n$, no es posible ver la zona de crecimiento por la ausencia de datos, ya que para esas posiciones del distribuidor y esos regímenes de revoluciones no se alcanza la altura $H = 15$ m. El punto de embalamiento se produce a unas revoluciones cada vez mayores, al ir abriendo el distribuidor.
- Así mismo, en las curvas $Q - n$ se observa que para aperturas entre un 62,5% y el 100% el caudal apenas varía. Esto puede ser debido a que en este rango el sistema de apertura del distribuidor no funciona con la suavidad necesaria.
Siempre se cumple que el caudal desciende al ir aumentando las revoluciones.
- Por otra parte, las curvas $P_{\text{eje}} - n$ muestran, conforme aumentamos el número de revoluciones, un incremento de la potencia hasta un máximo y luego decrecen.
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, cabe señalar, que aunque la turbina ha sido diseñada para una altura $H = 15$ m, es preferible realizar la práctica con una $H = 13$ m, ya que aunque el rendimiento obtenido es algo menor, la toma de datos es más completa, permite a los alumnos realizar y visualizar mejor las gráficas y obtener un punto de diseño más preciso.

PRÁCTICA 8

Estudio experimental del golpe de ariete



Práctica 8

ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL GOLPE DE ARIETE

OBJETIVOS

- Comprender y comprobar en un banco de ensayos los efectos producidos por el golpe de ariete:
 - Por parada de bomba.
 - Por cierre de válvula.
- Experimentar la amortiguación del golpe de ariete con un calderín de aire.
- Obtener la velocidad de propagación del frente de presiones y la sobrepresión producida mediante el análisis de las gráficas obtenidas.

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Definición

El golpe de ariete es un fenómeno de compresibilidad en el flujo de una conducción producido por un cambio de régimen o caudal, que se traduce en la propagación de un frente de presiones que recorre toda la tubería y se refleja en sus extremos. El término golpe de ariete fue acuñado por Jule Michaud, aunque fueron Joukowski y Allievi los que a finales del siglo XIX y principios del XX sentaron los fundamentos básicos del fenómeno.

Pensemos que el cambio de caudal se produce por el cierre de una válvula en uno de sus extremos. Se va a suponer que el cierre es instantáneo, aunque en la práctica requiera un cierto tiempo. La información del cierre de la válvula se propagará a una velocidad finita “ c ” respecto a la tubería. Si la tubería fuera absolutamente rígida, “ c ” sería la velocidad del sonido en el líquido de que se trate, normalmente agua ($a \approx 1450$ m/s). No obstante, como en la práctica siempre se trabajará con tuberías elásticas y el fluido no es absolutamente incompresible, la propagación del frente de presiones se realizará a una velocidad inferior a la del sonido: $c < a$.

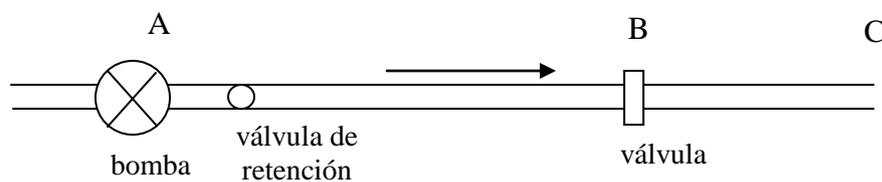


Fig. 1

Al cerrar total e instantáneamente la válvula en B, la primera sección inmediatamente anterior a la válvula queda parada en seco; a continuación se para la segunda sección, comprimiendo a la primera, la tercera a la segunda, y así sucesivamente hasta llegar a A. En definitiva, aparece en el cierre B un aumento de presión ΔP que como una onda se propaga aguas arriba a una velocidad c . Este aumento de presión es como un golpe que sufre la conducción en su interior, audible en la mayoría de los casos y que se conoce como golpe de ariete y/o transitorio. Si no se prevén en el proyecto de una instalación hidráulica estas sobrepresiones adicionales, la situación puede ser



muy peligrosa. La válvula de retención evita que el agua vuelva hacia la bomba y la haga trabajar como turbina, ya que es una situación peligrosa y puede ocasionar graves daños.

Por otra parte, al anularse el caudal en B, la primera sección de flujo aguas debajo de B queda también parada en seco. El flujo entre B y C tira de dicha sección, provocando en la misma una succión o disminución de presión ($-\Delta P$), llamada *golpe de ariete negativo*, que se propaga en el sentido BC.

Es esta misma situación, la del golpe de ariete negativo, la que se produce cuando se detiene la bomba instantáneamente, comenzando primero con una depresión para posteriormente invertirse el flujo hasta ocasionar una sobrepresión al chocar con la válvula de retención, y así sucesivamente hasta que la energía se disipa.

El golpe de ariete negativo es el efecto que se va a estudiar en esta práctica, tanto por parada de bomba como por cierre de válvula.

Como propone Mendiluce en su libro “*El golpe de ariete en impulsiones*”, se puede comparar el efecto del transitorio producido por la parada de la bomba a un convoy ferroviario en el que la locomotora empuja a los vagones.

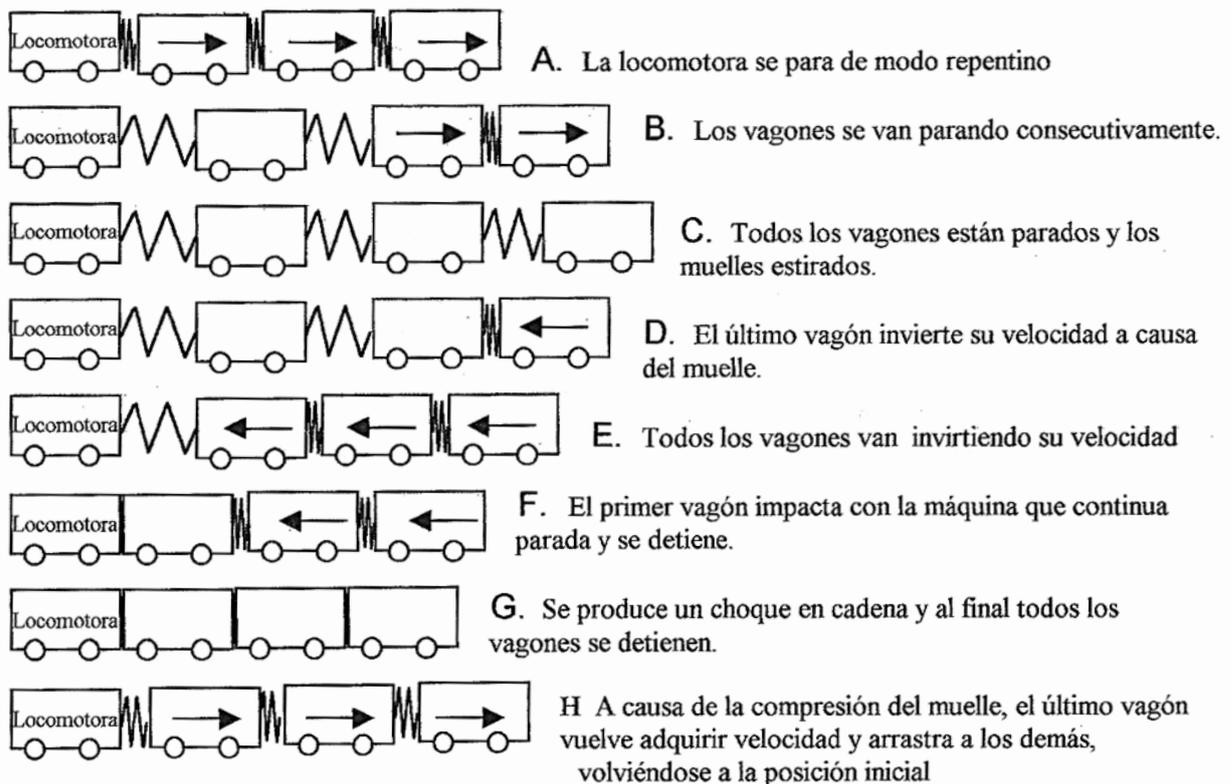


Fig. 2: Símil ferroviario para el golpe de ariete por parada de bomba

El siguiente gráfico muestra un ejemplo de la evolución del frente de presiones en un golpe de ariete producido por cierre de válvula.

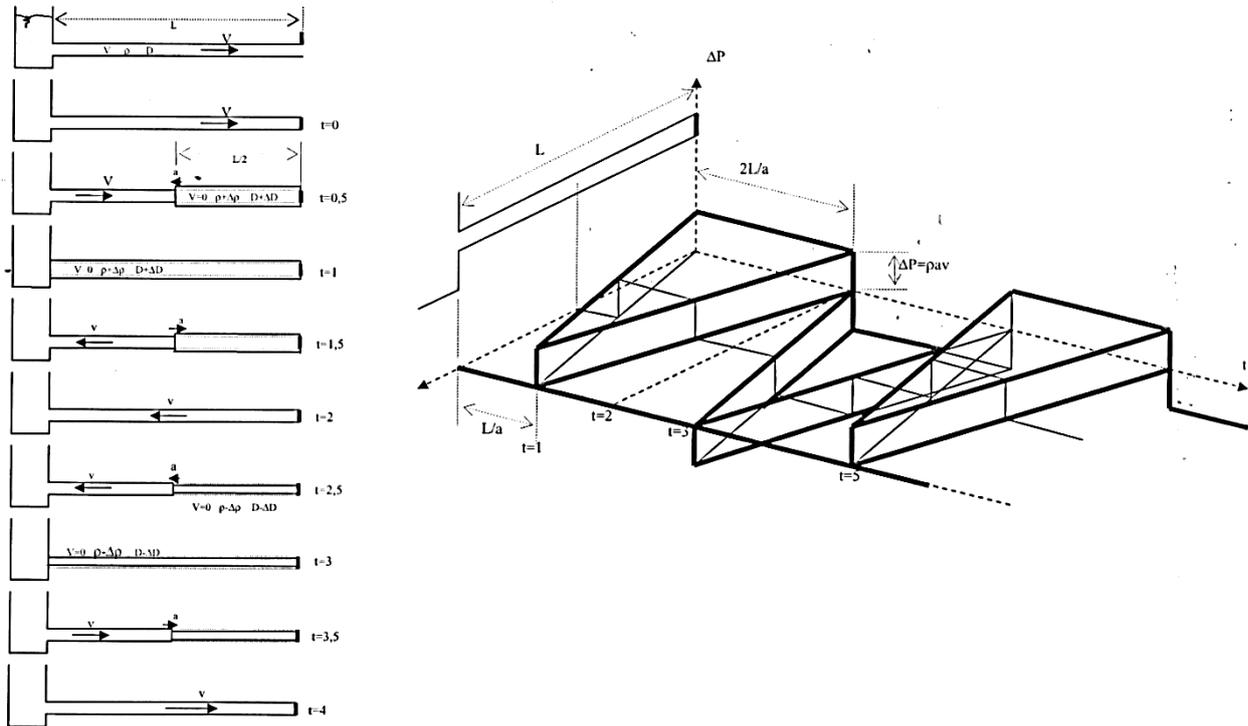


Fig. 3: Seguimiento de la sobrepresión en un cierre total e instantáneo, ideal. En el plano horizontal el eje X representa la longitud de la tubería, sus distintas secciones, el eje Y el tiempo, y en el eje vertical la sobrepresión o depresión alcanzada.

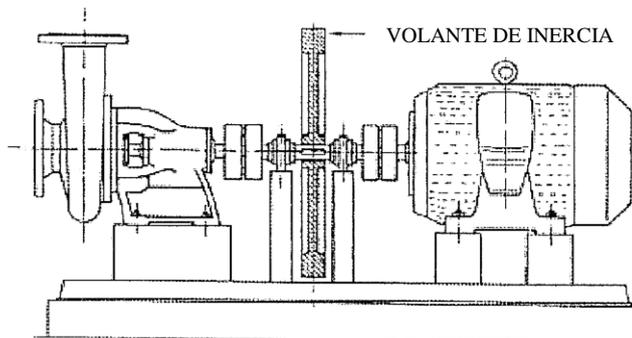
Métodos de protección

Los métodos de protección son aquellos que consiguen que la sobrepresión que se alcanza durante un transitorio sea menor, llevándola a márgenes de seguridad para la instalación.

Tradicionalmente se suelen clasificar en métodos de protección directa e indirecta.

1. Los métodos de protección directa son aquellos que actúan directamente sobre el elemento que genera la perturbación (motor o válvula), haciendo que el tiempo que dura la misma aumente para evitar cierres o paradas bruscas.

- **Volante de inercia:** La desconexión del motor de una bomba ocasiona que el rodete continúe girando por efecto de la energía cinética de rotación, a velocidades decrecientes hasta su completa parada. Por tanto, cuanto mayor sea la masa móvil del grupo impulsor, mediante un volante de inercia, más lenta será su parada, y en consecuencia las sobrepresiones pueden reducirse notablemente. Este sistema se utiliza poco, por las grandes dimensiones del volante y por problemas de potencia en el arranque.

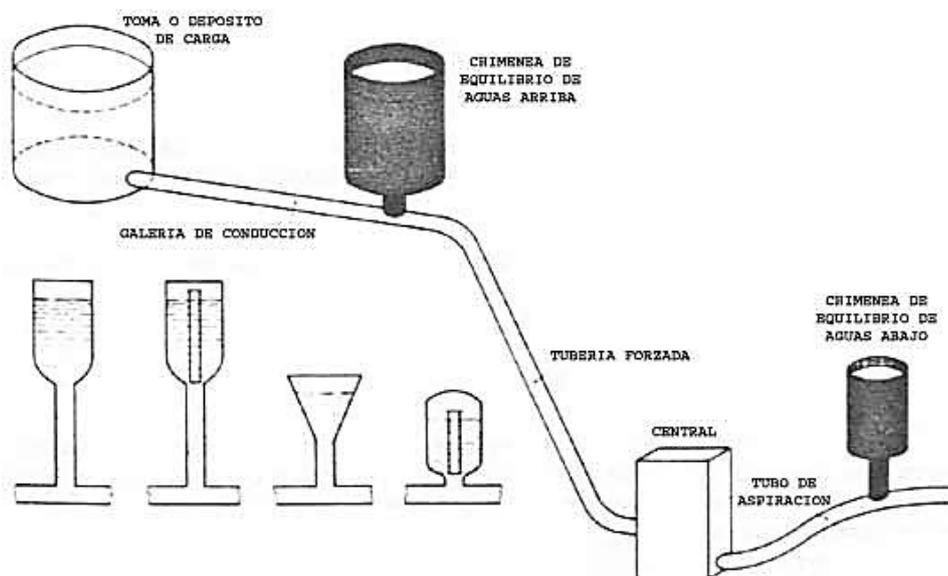


- **Válvulas de retención:** Desde el punto de vista del transitorio hidráulico, la utilización de válvulas de retención como dispositivo antiariete es totalmente desaconsejable, ya que introduce perturbaciones en lugar de reducirlas. La misión de este tipo de dispositivo es más bien proteger a la bomba de la inversión del flujo, evitando que ésta pase a comportarse como turbina, con los peligros que esto conlleva.

- **Válvula de cierre programado:** En instalaciones de una cierta entidad, para evitar el incremento del costo de la tubería que supone el disponer de una válvula de retención, se suele emplear esta solución, que permite un cierto flujo inverso, estudiando el sistema para que no llegue a causar problemas en la bomba.

2. Los métodos de protección indirecta se instalan en la conducción y contribuyen de forma más o menos eficaz a mitigar los efectos de un transitorio ya generado, pues no siempre es posible actuar sobre la causa que genera el transitorio.

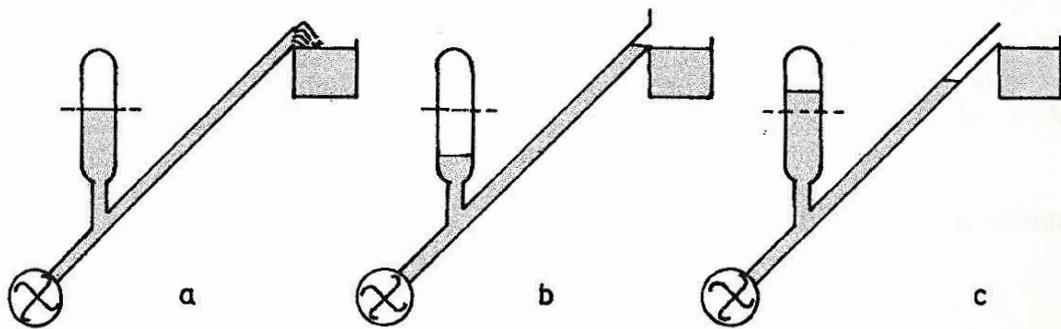
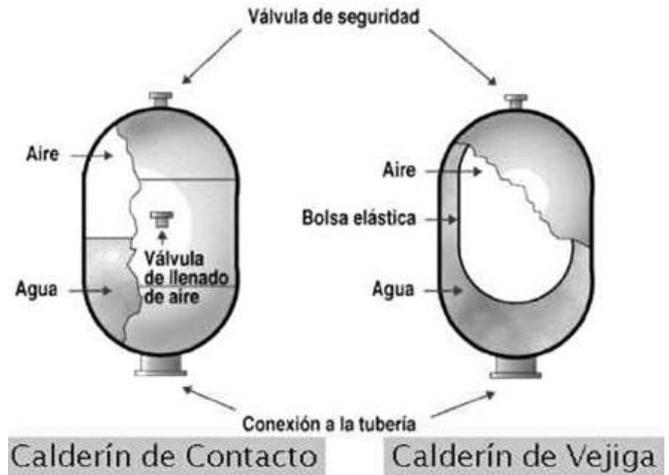
- **Chimeneas de equilibrio:** Pueden ser muy recomendables en impulsiones de poca pendiente o que tengan algún punto elevado en su perfil. El principio de funcionamiento es que las chimeneas de equilibrio aportan o acumulan agua en función de la etapa del transitorio, es decir, entre el embalse de alimentación y la chimenea se produce una oscilación en masa, en vez del golpe de ariete. Su mayor limitación viene dada porque al estar abiertas, requieren ser instaladas en un punto en donde la diferencia entre la altura piezométrica y la cota geométrica sea pequeña. Entre sus ventajas se encuentra que es un dispositivo sencillo que no requiere de mantenimiento. Este dispositivo de protección se suele emplear en grandes instalaciones hidráulicas.



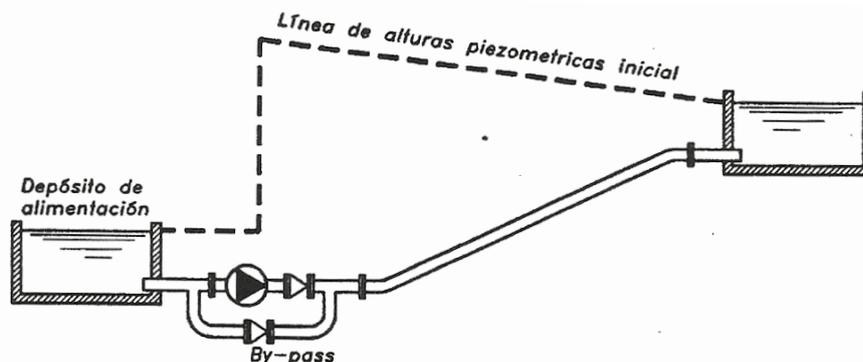
- **Tanques unidireccionales:** Es semejante constructivamente a la chimenea de equilibrio, siendo su principal diferencia la incorporación de una válvula de retención instalada en el entronque con la tubería principal, que impide el flujo hacia el tanque. Su misión es evitar las depresiones, que pueden generar cavitación. En el caso de golpe de ariete por parada de bomba el transitorio comienza con una depresión, por lo que eliminándola no hay posibilidad de sobrepresión. El modo de funcionamiento es el de aportar agua a la conducción cuando la altura piezométrica de la misma cae por debajo de la superficie libre del tanque. Por ello ha de situarse el tanque en la parte alta de la instalación.



- **Calderin de aire:** Es uno de los dispositivos más utilizados. El calderín consiste en un recipiente cerrado conectado con la tubería y que en condiciones de funcionamiento estará parcialmente lleno de aire, a la presión de la instalación, y de agua. Cuando venga la sobrepresión el caudal entrará al calderín y cuando llegue la depresión saldrá caudal del calderín alimentando a la tubería. La compresibilidad del aire del calderín amortigua tanto las depresiones como las sobrepresiones, y de esta manera el transitorio lo convierte en una mera oscilación en masa. El lugar de instalación del calderín debe ser inmediatamente aguas debajo de la bomba, después de la válvula antirretorno. Este dispositivo de protección puede ser de dos tipos: que el aire esté en contacto directo con el agua o que esté confinado en una vejiga. En el primer caso se tiene el inconveniente de que el aire confinado en su interior se va gastando tanto por disolución como por arrastre, y por tanto se necesita tener un compresor que reponga y mantenga dentro una cantidad de aire constante. En cambio, en los calderines con vejiga el aire permanece constante en la vejiga, por lo que no es necesario tener ningún compresor. El único inconveniente es que sólo se fabrican en serie hasta un cierto tamaño.



- **By – Pass:** Puede resultar una solución alternativa más económica y con la misma fiabilidad que una chimenea o un calderín para algunas instalaciones. El funcionamiento es el siguiente: al producirse el fallo de las bombas, la depresión comienza a descender aguas debajo de la válvula de retención. Si esta presión llega a caer por debajo del nivel de agua del depósito de aspiración, entonces el By-pass permite un flujo directo sin pasar por las bombas, comportándose como un tanque unidireccional.





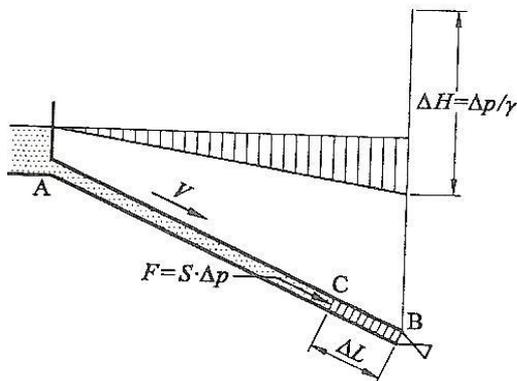
- **Ventosas:** Se trata de un método que se orienta a evitar la cavitación. Son dispositivos que permiten la entrada de aire de la atmósfera en la conducción cuando la presión cae por debajo de la atmosférica. Posteriormente el aire sale por las mismas ventosas cuando la presión sube por encima de la atmosférica.
- **Válvula de alivio:** éste dispositivo permite de forma automática el escape de la cantidad necesaria de agua para que la presión en la tubería no exceda el límite de su tarado.
- **Válvulas reguladoras de presión:** se trata de una válvula motorizada que incorpora un programa de apertura diseñado con el fin de minimizar el golpe. El momento en que este programa empieza a ejecutarse es aquel en el que la velocidad del flujo es nula, con lo que se adelanta a los fenómenos de presión máxima que trata de minimizar.

Desarrollo matemático

Cierre rápido o instantáneo. Sobrepresión de Allievi

Como en esta práctica todos los ensayos a realizar son cierres rápidos, la sobrepresión alcanzada es la misma que en el caso instantáneo, que viene dada por la fórmula de Allievi. Al anularse el caudal en B aparece un aumento de presiones ΔP , que actuando sobre la sección transversal S del flujo va comprimiendo a éste, sección a sección, con la fuerza

$$F = S \cdot \Delta P \tag{1}$$



El impulso ($F \cdot t$) de dicha fuerza, durante el tiempo $t = \Delta L / c$, que tarda el fluido del trozo de tubería ΔL en pararse, ha de ser igual a la variación de la cantidad de movimiento ($m \cdot \Delta V$) que ha sufrido la masa de dicho trozo,

$$m = \rho \cdot S \cdot \Delta L \tag{2}$$

al pasar de una velocidad V a otra V' menor.

$$F \cdot t = m \cdot \Delta V; \quad S \cdot \Delta P \cdot \Delta L / c = \rho \cdot S \cdot \Delta L \cdot \Delta V \quad \left\{ \begin{array}{l} \Delta V = V - V' \text{ (cierre parcial)} \\ \Delta V = V \text{ (cierre total)} \end{array} \right.$$

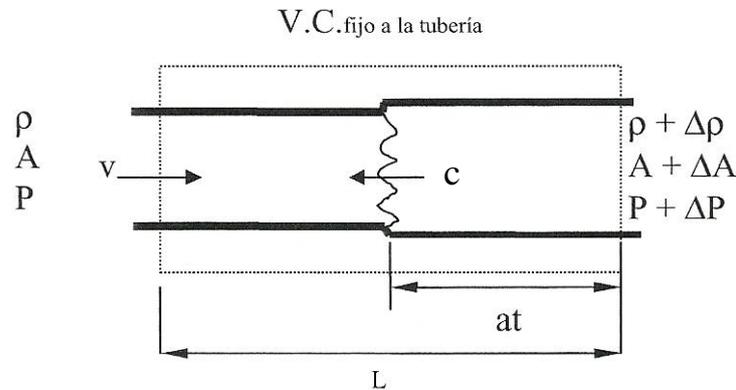
Como en nuestro caso tenemos un cierre total ($\Delta V = V$), la fórmula de la sobrepresión queda:

$$\Delta P = \rho \cdot c \cdot V \quad \text{ó} \quad \Delta H = c \cdot V / g \tag{3}$$

Fórmula desarrollada por Allievi que da el máximo golpe de ariete que puede presentarse.

Velocidad de propagación del frente de presiones

Consideremos un volumen de control fijo respecto a una tubería, como se indica en la figura. Se va a suponer como deformación elástica tanto la dilatación de la tubería como la compresión del agua.



El agua entra al volumen de control con una velocidad V , una densidad ρ , una presión P y la tubería, hasta donde esté en ese instante el frente de presiones, tiene una sección A .

Del volumen de control no sale caudal alguno, y por ello el caudal en masa que entra al volumen de control queda almacenado dentro de él por dos motivos: la dilatación de la tubería y la compresión del líquido.

El frente de presiones avanza por la tubería a una velocidad c . Aplicando la ecuación de continuidad a este volumen de control:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho \cdot dV + \int_{sc} \bar{v} \cdot d\bar{A} \cdot \rho \quad (4)$$

El aumento de masa en la unidad de tiempo dentro del volumen de control es igual a la masa que entra en la unidad de tiempo. Teniendo en cuenta que el caudal entrante es negativo, el signo menos lo da el producto escalar $(\bar{v} \cdot d\bar{A})$. La misma ecuación queda expresada:

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} [(L - c \cdot t)A \cdot \rho + c \cdot t(A + \Delta A)(\rho + \Delta\rho)] - v \cdot A \cdot \rho$$

$$0 = -c \cdot A \cdot \rho + c(A + \Delta A)(\rho + \Delta\rho) - v \cdot A \cdot \rho$$

Despreciando infinitésimos de segundo orden:

$$0 = c(A \cdot \Delta\rho + \rho \cdot \Delta A) - v \cdot A \cdot \rho$$

$$\frac{\Delta\rho}{\rho} + \frac{\Delta A}{A} = \frac{v}{c} \quad (5)$$

El aumento unitario (relativo) de la densidad puede expresarse por el “módulo de compresibilidad del líquido”.

$$K_{(\text{módulo de compresibilidad del agua})} = -v \frac{\Delta P}{\Delta V} = \rho \frac{\Delta P}{\Delta\rho} \longrightarrow \rho = \frac{K \cdot \Delta\rho}{\Delta P} \quad (6)$$

Y el aumento unitario de la sección de la tubería viene expresado por el “módulo de Young” del material de la pared de la tubería.

$$E_{(\text{módulo de Young de la tubería})} = D \frac{\tau}{\Delta D} \frac{\Delta D}{D} = \frac{\tau}{E} \quad (7)$$

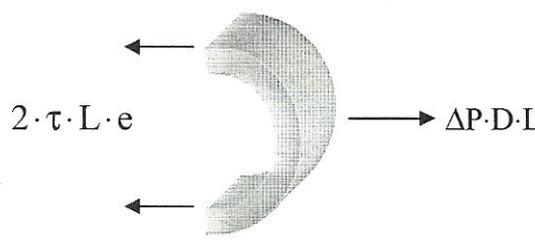
Sabiendo que:

$$\frac{\Delta A}{A} = 2 \frac{\Delta D}{D} = 2 \frac{\tau}{E} \quad (8)$$

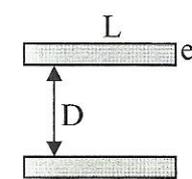
Sustituyendo en la ecuación (5) la ecuación (6) y la (8), obtenemos:

$$\frac{\Delta P}{K} + \frac{2\tau}{E} = \frac{v}{c} \quad (9)$$

El sobreesfuerzo a tracción (τ) por unidad de superficie que soporta la pared de la tubería se puede deducir del equilibrio de fuerzas en una longitud L de espesor e .



Estudiando el equilibrio de fuerzas radiales



$$\sum F = 0 \quad \rightarrow \quad 2 \cdot \tau \cdot L \cdot e = \Delta P \cdot D \cdot L \quad \rightarrow \quad \tau = \frac{\Delta P \cdot D}{2 \cdot e} \quad (10)$$

Introduciendo esta expresión para la tensión (τ) en la ecuación (9) y teniendo en cuenta que ΔP es la sobrepresión de Allievi ($\Delta P = \rho \cdot c \cdot v$), obtenemos la velocidad de propagación del frente de presiones:

$$c = \frac{\sqrt{\frac{K}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{K \cdot D}{E \cdot e}}} \quad (11)$$

también conocida como expresión de Joukowski.

Datos:

Módulo de compresibilidad del agua a temperaturas normales: $K(\text{agua}) \approx 2,1 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$

Módulo de Young del cobre, que es el material de nuestra tubería: $E_{\text{Cu}} = 11 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$

Diámetro interior de la tubería: $D = 0,02 \text{ m}$

Espesor de la tubería: $e = 0,002 \text{ m}$

Análisis 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.

A continuación se va a estudiar la aparición de la cavitación producida por un cierre instantáneo de la válvula de bola situada aguas abajo de la bomba.

Si se analiza la gráfica obtenida en un ensayo de golpe de ariete por cierre de válvula, se observan, en la primera oscilación del fluido registrada a la salida de la bomba (color rojo), unos picos de presión en la curva correspondiente al manómetro situado en la mitad de la tubería (color negro).

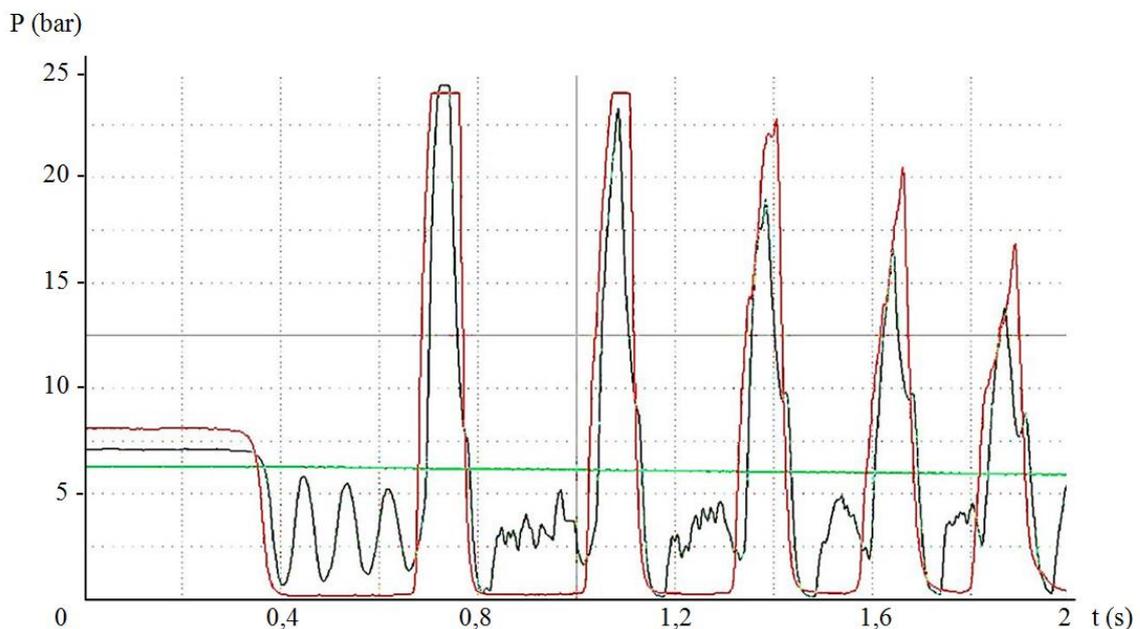
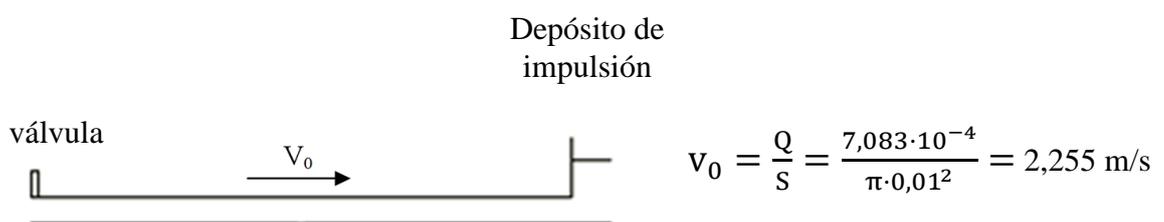


Fig. 4

Se va a estudiar a qué es debido este fenómeno paso a paso. Se va a tomar como ejemplo el caso representado en la figura 4, cuyos datos son:

$$n = 3255 \text{ rpm}; P_{\text{salida bomba}} = 8,09 \text{ bar}; P_{\text{dep. impulsión}} = 6,3 \text{ bar}; Q = 7,083 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}; c = 1118 \text{ m/s}$$

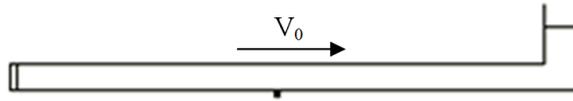
1. Antes del cierre de la válvula el agua fluye por la tubería con una velocidad v_0 hacia el depósito de impulsión.





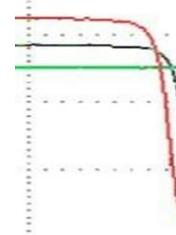
2. Se cierra la válvula.

t = 0



3. Una vez cerrada la válvula, aparece un frente de depresión que se desplaza desde la válvula hasta el depósito de impulsión a una velocidad $c = 1118$ m/s. El fluido que ha sido alcanzado por esta onda continúa desplazándose a una velocidad $v_1 < v_0$. Además, la disminución de la presión por debajo de la de saturación en las proximidades de la válvula genera una zona cavitante.

$t = \frac{0,5 \cdot L}{c} = 22,36$ ms



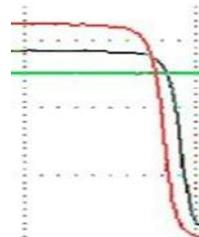
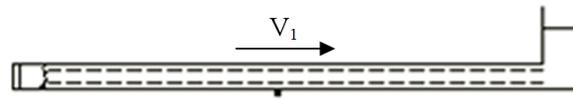
Aplicando la fórmula de Allievi (cierre instantáneo):

$$\Delta P = \rho \cdot c \cdot (v_0 - v_1); \quad P_{\text{salida bomba}} - P_{\text{vapor}} = \rho \cdot c \cdot (v_0 - v_1)$$

$$v_1 = v_0 - \frac{\Delta P}{\rho \cdot c} = 2,255 - \frac{8,09 \cdot 10^5 - 0}{1000 \cdot 1118} = 2,255 - 0,724 = 1,531 \text{ m/s}$$

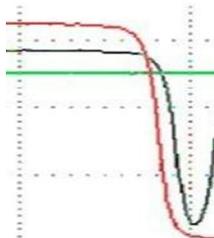
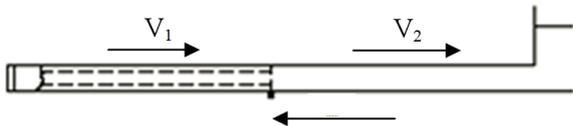
4. El frente de ondas llega al depósito de impulsión. Todo el fluido de la tubería se desplaza a una velocidad v_1 y su presión es muy pequeña.

$t = \frac{1 \cdot L}{c} = 44,72$ ms



5. El desequilibrio producido por la diferencia de presiones entre el fluido de la tubería (próxima a cero) y el agua del depósito de impulsión (6,3 bar) hace que un nuevo frente de presiones se desplace hacia la válvula con la velocidad c . El agua alcanzada por este frente continúa desplazándose hacia el depósito de impulsión, pero con una velocidad $v_2 < v_1$ y una presión de 6,3 bar.

$t = \frac{1,5 \cdot L}{c} = 67,08$ ms



Aplicando la fórmula de Allievi (cierre instantáneo):

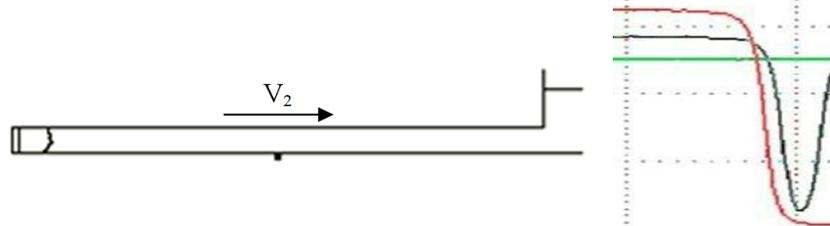
$$\Delta P' = \rho \cdot c \cdot (v_1 - v_2); \quad P_{\text{depósito impulsión}} - P_{\text{vapor}} = \rho \cdot c \cdot (v_1 - v_2)$$

$$v_2 = v_1 - \frac{\Delta P'}{\rho \cdot c} = 1,531 - \frac{6,3 \cdot 10^5 - 0}{1000 \cdot 1118} = 1,531 - 0,564 = 0,967 \text{ m/s}$$



6. El frente de presiones llega hasta la zona cavitante. Como no existe en esta zona un medio de propagación la onda no puede proseguir, y no es registrada por el manómetro a la salida de la bomba. La velocidad del agua en toda la tubería es v_2 y la presión 6,3 bar. En este punto se cerraría la primera oscilación registrada por el manómetro colocado a la mitad de la tubería.

$$t = \frac{2 \cdot L}{c} = 89,44 \text{ ms}$$

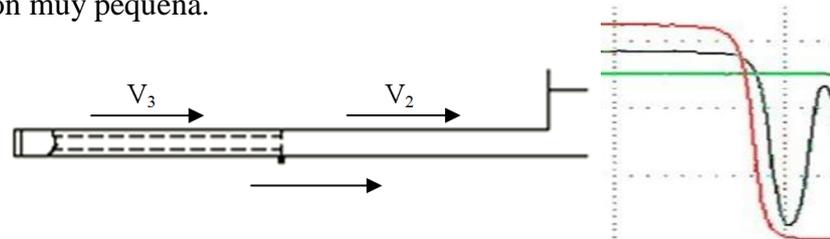


La zona cavitante se ha incrementado con el tiempo, y su longitud es ahora de:

$$Lc_1 = v_1 \cdot \Delta t = v_1 \cdot (2L/c - 0) = 1,531 \cdot 0,08944 = 0,137 \text{ m}$$

7. Como el agua de la tubería sigue desplazándose hacia el depósito de impulsión y además existe un desequilibrio producido por la diferencia de presiones entre el fluido ($P = 6,3 \text{ bar}$) y la zona cavitante ($P = 0$), se genera un nuevo frente de presiones que se desplaza hacia el depósito a una velocidad c . El agua alcanzada por este frente se desplaza con una velocidad $v_3 < v_2$ y con una presión muy pequeña.

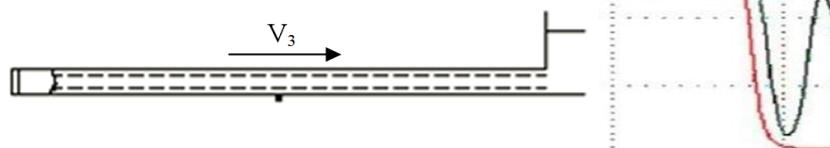
$$t = \frac{2,5 \cdot L}{c} = 111,81 \text{ ms}$$



$$v_3 = v_2 - \frac{\Delta P'}{\rho \cdot c} = 0,967 - \frac{6,3 \cdot 10^5 - 0}{1000 \cdot 1118} = 0,967 - 0,564 = 0,403 \text{ m/s}$$

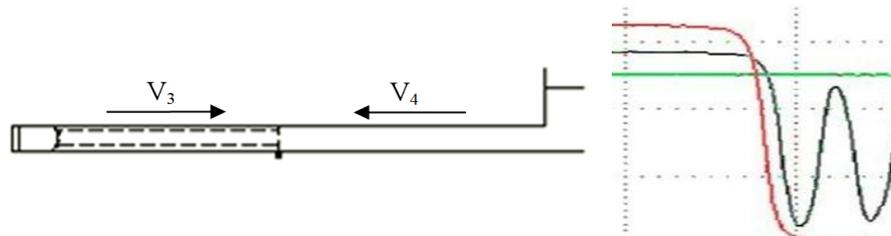
8. El frente de ondas llega al depósito de impulsión. Todo el fluido de la tubería se desplaza a una velocidad v_3 y su presión es muy pequeña.

$$t = \frac{3 \cdot L}{c} = 134,17 \text{ ms}$$



9. El desequilibrio producido por la diferencia de presiones entre el fluido de la tubería (próxima a cero) y el agua del depósito de impulsión (6,3 bar) hace que un nuevo frente de presiones se desplace hacia la válvula con la velocidad c . El agua alcanzada por este frente se encuentra a una presión de 6,3 bar y ha cambiado su sentido, dirigiéndose hacia la válvula.

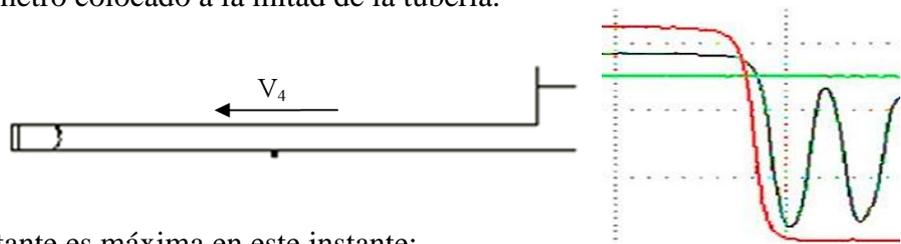
$$t = \frac{3,5 \cdot L}{c} = 156,53 \text{ ms}$$



$$v_4 = v_3 - \frac{\Delta P'}{\rho \cdot c} = 0,403 - \frac{6,3 \cdot 10^5 - 0}{1000 \cdot 1118} = 0,403 - 0,564 = -0,161 \text{ m/s}$$

10. El frente de presiones llega hasta la zona cavitante. Todo el fluido va ahora hacia la válvula, incluida la sección más próxima a la cavitación, por lo que a partir de este momento la región cavitante comenzará a disminuir. En este punto se cerraría la segunda oscilación registrada por el manómetro colocado a la mitad de la tubería.

$$t = \frac{4 \cdot L}{c} = 156,53 \text{ ms}$$



La longitud de la zona cavitante es máxima en este instante:

$$Lc_2 = Lc_1 + v_3 \cdot \Delta t = Lc_1 + v_3 \cdot (4L/c - 2L/c) = 0,137 + 0,403 \cdot 0,0894 = 0,173 \text{ m}$$

11. Como ya se ha visto, el proceso analizado se repite periódicamente, y además sabemos que a partir de este momento la zona cavitante está decreciendo, por lo que se va a calcular en qué instante desaparece completamente. En el momento en que $Lc = 0$, el fluido llega hasta la sección de la válvula y del manómetro a la salida de la bomba. Como se ve en la gráfica de este ensayo (fig. 4) esto sucede cuando la presión en el manómetro a la salida de la bomba (rojo) comienza a incrementarse (ya que hasta ahora registraba la presión de la zona de cavitación, próxima a cero), que se da en la cuarta oscilación registrada por el manómetro situado a la mitad de la tubería (negro).

- Al finalizar la tercera oscilación, la velocidad del agua será:

$$v_5 = v_4 - \frac{\Delta P'}{\rho \cdot c} = -0,161 - \frac{6,3 \cdot 10^5 - 0}{1000 \cdot 1118} = -0,161 - 0,564 = -0,725 \text{ m/s}$$

Y por tanto, la longitud de la cavitación será:

$$Lc_3 = Lc_2 + v_5 \cdot \Delta t = Lc_2 + v_5 \cdot (6L/c - 4L/c) = 0,173 + (-0,725) \cdot 0,0894 = 0,108 \text{ m}$$

- Al finalizar la cuarta oscilación, la velocidad del agua será:

$$v_7 = v_5 - 2 \cdot \frac{\Delta P'}{\rho \cdot c} = -0,725 - 2 \cdot \frac{6,3 \cdot 10^5 - 0}{1000 \cdot 1118} = -0,725 - 1,128 = -1,853 \text{ m/s}$$

Y por tanto, la longitud de la cavitación será:

$$Lc_4 = Lc_3 + v_7 \cdot \Delta t = Lc_3 + v_7 \cdot (8L/c - 6L/c) = 0,108 + (-1,853) \cdot 0,0894 = -0,058 \text{ m}$$

Es imposible que la longitud de la zona cavitante sea negativa. Esto significa que la cavitación a desaparecido antes de finalizar la cuarta oscilación, como ya se había comentado anteriormente. A continuación se va a calcular el instante donde la cavitación desaparece y comienza a ascender la presión en el manómetro a la salida de la bomba:

$$Lc_4 = Lc_3 + v_7 \cdot \Delta t = Lc_3 + v_7 \cdot (x \cdot L/c - 6L/c) = 0,108 + (-1,853) \cdot (x - 6) \cdot 50/1118 = 0$$



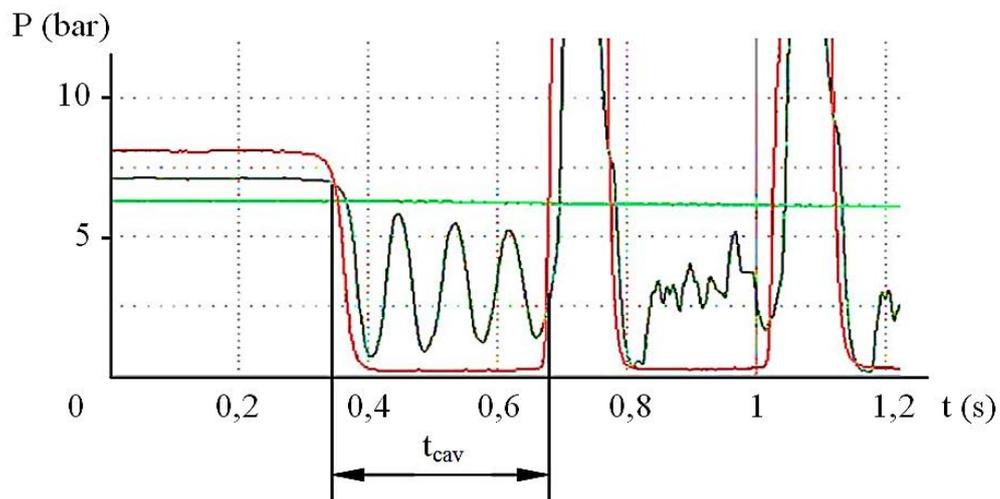
Despejando:

$$x = \frac{0,108 \cdot 1118}{1,853 \cdot 50} + 6 = 7,3$$

Por tanto, el tiempo que dura la cavitación (t_{cav}) será:

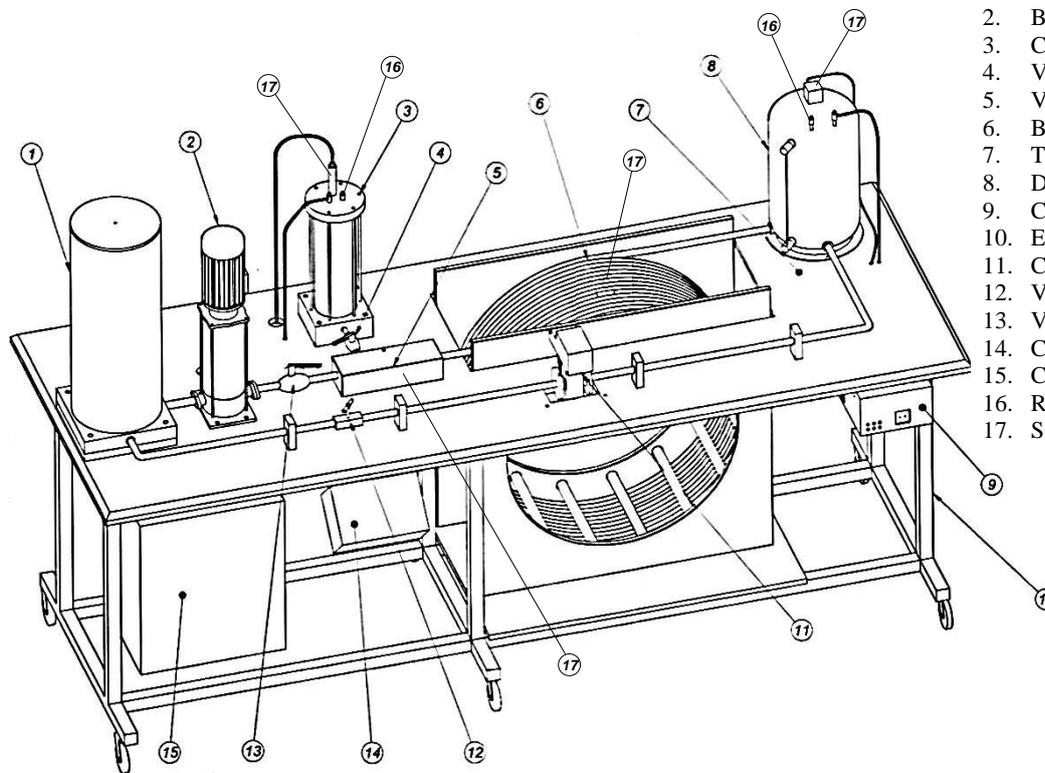
$$t_{cav} = \frac{7,3 \cdot L}{c} = 0,3265 \text{ seg} \quad (12)$$

Este resultado coincide aproximadamente con el que se observa en la gráfica obtenida experimentalmente (fig. 4).



Montaje experimental

El equipo del que se dispone en el laboratorio viene representado en el siguiente esquema:



1. Depósito de aspiración
2. Bomba
3. Calderín
4. Válvula de bola 1/2"
5. Visor de flujo
6. Bobina
7. Tablero
8. Depósito de impulsión
9. Caja de instrumentación
10. Estructura de aluminio
11. Caudalímetro
12. Válvula de regulación
13. Válvula de bola 3/4"
14. Caja de control
15. Caja de potencia
16. Reguladores de escape
17. Sensores de presión

Para evitar el deterioro del equipo y asegurar su correcto funcionamiento, se deberá seguir las instrucciones para la puesta en marcha del banco por primera vez:

1. Hay que cerciorarse de que todas las conexiones se encuentran bien realizadas y todos los elementos están en su sitio.
2. Se debe conectar el banco de ensayos a la corriente alterna trifásica y al circuito de aire comprimido del laboratorio.
3. Retirar la tapa del depósito de aspiración (1).
4. Cerrar la válvula de bola (13) que se encuentra aguas debajo de la bomba y la válvula de regulación del circuito de retorno (12).
5. Introducir una manguera o similar por la parte superior del depósito de aspiración.
6. Proceder al llenado completo del depósito de manera suficientemente suave para evitar proyecciones.
7. Abrir la válvula de bola (13) aguas debajo de la bomba y proceder a la apertura controlada del regulador de escape (16) del depósito de impulsión (8) para que éste se llene hasta el nivel adecuado: siempre debe llenarse de agua algo menos de la mitad del depósito como máximo y unos 10 cm como mínimo.
8. Proceder a la apertura del regulador de escape del calderín (3) hasta conseguir un nivel adecuado: como mínimo debe llenarse de agua unos 10 cm, medidos desde la base del calderín a la superficie del agua que se encuentra en contacto con el aire.
9. Una vez que los reguladores de escape están cerrados, inyéctese aire en el depósito de impulsión hasta una presión de 4 bares, y en el calderín el necesario para que el nivel del agua sea el adecuado.
10. Conectar el osciloscopio a las salidas del equipo del siguiente modo: conéctense las salidas de cada sensor de presión con su respectivo color de las entradas del osciloscopio.

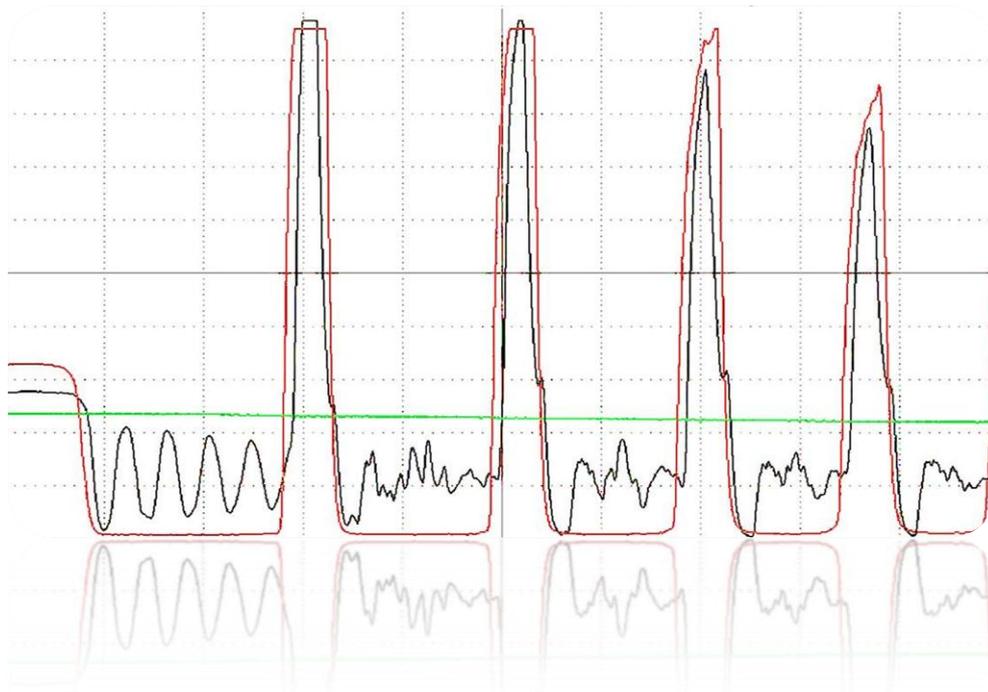
Trabajo a realizar

Se realizarán siete experimentos distintos, correspondientes al ensayo del golpe de ariete por parada de bomba y por cierre de válvula, con o sin calderín, y con dos cantidades distintas de aire en los casos en los que se utiliza el calderín. En el caso del cierre de válvula sin calderín se realizaran ensayos con y sin cavitación. A modo de esquema:

- | | | |
|---|---|-----------------------------------|
| - Golpe de ariete por parada de bomba | { - Sin calderín
- Con calderín | - $h_{cal} \approx 15 \text{ cm}$ |
| | | - $h_{cal} \approx 2 \text{ cm}$ |
| - Golpe de ariete por cierre de válvula | { - Sin calderín
- Con calderín | - Con cavitación |
| | | - Sin cavitación |
| | { - $h_{cal} \approx 15 \text{ cm}$
- $h_{cal} \approx 2 \text{ cm}$ | |
| | | |

Para cada uno de los ensayos se tomarán los datos para cuatro velocidades distintas, aproximadamente, 2450, 2650, 2850 y 3050 rpm. Se anotarán los valores de la presión a la salida de la bomba (P_s), la presión en el depósito de impulsión (P_{imp}), el caudal (Q) y la altura de aire en el calderín (h_{cal}).

En el caso del golpe de ariete por cierre de válvula con cavitación, se deberá ajustar las revoluciones de la bomba y el caudal de forma que aparezcan en las gráficas, en el primer descenso de la presión a la salida de la bomba, dos, tres, cuatro y cinco oscilaciones en la curva correspondiente al manómetro situado en la mitad de la tubería.





Una vez que el circuito se encuentre lleno de agua se procederá a la realización de los ensayos del modo siguiente:

Golpe de ariete por parada de bomba sin protección

1. Comprobar que todas las válvulas de control del aire (16) y la válvula de bola del calderín (4) se encuentran cerradas.
2. Comprobar que todos los elementos de la instrumentación están encendidos y calibrados.
3. Poner en marcha la bomba. Para ello asegúrese de que el potenciómetro que regula su velocidad se encuentra en la posición mínimo.
4. Abrir la válvula de bola anterior al depósito de aspiración.
5. Proceder al ajuste del punto de operación manejando la válvula de regulación (12) y el control de la bomba. La altura de agua en el depósito de impulsión (8) deberá estar en el nivel adecuado y la presión en el mismo a 5 bar, aproximadamente.
6. Asegurarse de que no existen fugas y de que todas las medidas en régimen estacionario se encuentran dentro de los rangos adecuados.
7. Pulsar el botón “paro” del pupitre (14). La alimentación se desconecta y la bomba se para produciendo los fenómenos transitorios. Atención a la posición del interruptor de encendido de la bomba: debe estar en la posición “libre”.
8. Una vez registrado el golpe de ariete, cerrar la válvula de bola anterior al depósito de aspiración para que no se vacíe el de impulsión.

Golpe de ariete por parada de bomba con protección

1. Se procederá de la misma manera que en el anterior pero asegurándose de que la válvula que abre la conexión del calderín (4) se encuentra abierta. Una vez se ha puesto en marcha la bomba, abrir o cerrar las válvulas de entrada y salida de aire al calderín para ajustar el nivel del aire al deseado.
2. Si se reduce la presión a la salida de la bomba, evitar que el aire contenido en el calderín se introduzca en la tubería dejando salir parte de este aire por el regulador de la parte superior.

Golpe de ariete por cierre de válvula

1. Se procederá igual que en los ensayos anteriores, pero en lugar de detener la bomba se cerrará la válvula aguas abajo de la misma (13) lo más rápido posible.



Los resultados obtenidos en cada ensayo se anotarán en la siguiente tabla:

	n (rpm)	P _s (bar)	P _{imp} (bar)	Q (m ³ /s)	h _{cal} (m)
Parada bomba sin calderín			5,0		
			5,0		
			5,0		
			5,0		
Parada bomba con calderín 1			5,0		~ 15 cm
			5,0		~ 15 cm
			5,0		~ 15 cm
			5,0		~ 15 cm
Parada bomba con calderín 2			5,0		~ 2 cm
			5,0		~ 2 cm
			5,0		~ 2 cm
			5,0		~ 2 cm
Cierre válvula sin calderín con cavitación			5,0		
			5,0		
			5,0		
			5,0		
Cierre válvula sin calderín sin cavitación			5,0		
			5,0		
			5,0		
			5,0		
Cierre válvula con calderín 1			5,0		~ 15 cm
			5,0		~ 15 cm
			5,0		~ 15 cm
			5,0		~ 15 cm
Cierre válvula con calderín 2			5,0		~ 2 cm
			5,0		~ 2 cm
			5,0		~ 2 cm
			5,0		~ 2 cm

El manómetro del depósito de impulsión mide la presión en unidades relativas, y es esa lectura la que aparece recogida en las tablas. Por lo tanto, la presión absoluta en dicho depósito será:

$$P_{\text{imp abs}} = 5 \text{ bar} + P_{\text{atm}} \approx 6 \text{ bar}$$

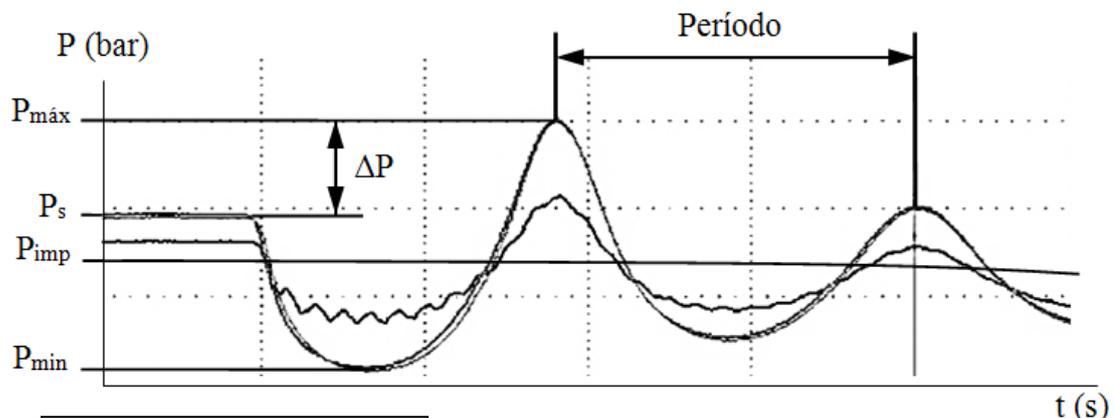


Resultados obtenidos

Los resultados obtenidos en la práctica se encuentran recogidos en la siguiente tabla:

	n (rpm)	P _s (bar)	P _{imp} (bar)	Q (m ³ /h)	h _{cal} (m)	P _{máx} (bar)	P _{mín} (bar)	ΔP (bar)	ΔH (bar)	c _{prac} (m/s)	c _{teor} (m/s)
Parada bomba sin calderín	2452	6,27	5,0	0,61	-	7,69	3,49	1,42	14,49	1139	1328
	2648	6,70	5,0	1,40	-	8,32	2,75	1,62	16,53	1136	1328
	2844	7,18	5,0	1,96	-	8,54	2,52	1,36	13,88	1137	1328
	3055	7,56	5,0	2,34	-	8,71	2,38	1,15	11,73	1142	1328
Parada bomba con calderín 1	2453	6,33	5,0	0,62	15,3	6,56	5,44	0,23	2,35	84	
	2645	6,69	5,0	1,37	14,7	6,65	4,95	-0,04	-0,41	80	
	2845	7,15	5,0	1,96	15,0	6,56	4,76	-0,59	-6,02	76	
	3040	7,53	5,0	2,32	15,2	6,52	4,73	-1,01	-10,31	71	
Parada bomba con calderín 2	2451	6,31	5,0	0,62	2,0	7,58	4,63	1,27	12,96	206	
	2648	6,70	5,0	1,36	2,5	8,70	3,77	2,00	20,41	182	
	2843	7,15	5,0	1,89	2,0	10,04	3,13	2,89	29,49	195	
	3050	7,53	5,0	2,37	2,0	10,06	2,92	2,53	25,82	183	
C. válvula sin cald. con cavitación	2551	6,61	5,1	1,03	-	18,82	0,18	12,21	124,59	1129	1328
	2757	7,00	5	1,67	-	23,98	0,13	16,98	173,27	1126	1328
	3255	8,09	5,3	2,55	-	24,38	0,14	16,29	166,22	1118	1328
	3517	8,19	4,7	3,05	-	24,38	0,12	16,19	165,20	1090	1328
C. válvula sin cald. sin cavitación	2452	6,30	5,0	0,53	-	11,63	0,56	5,33	54,39	1141	1328
	2640	7,13	5,9	0,60	-	13,21	0,83	6,08	62,04	1146	1328
	2844	8,17	6,9	0,59	-	14,43	1,15	6,26	63,88	1150	1328
	3040	9,23	7,9	0,63	-	15,71	2,26	6,48	66,12	1154	1328
Cierre válvula con calderín 1	2452	6,28	5,0	0,61	15,5	6,49	5,53	0,21	2,14	86	
	2649	6,71	5,0	1,41	14,7	6,66	5,00	-0,05	-0,51	82	
	2843	7,15	5,0	1,93	14,3	6,69	4,81	-0,46	-4,69	79	
	3043	7,56	5,0	2,34	13,7	6,70	4,68	-0,86	-8,78	77	
Cierre válvula con calderín 2	2452	6,34	5,0	0,59	1,7	7,85	4,58	1,51	15,41	228	
	2648	6,70	5,0	1,39	2,0	9,40	3,54	2,70	27,55	203	
	2843	7,18	5,0	1,96	2,2	10,10	3,14	2,92	29,80	190	
	3052	7,55	5,0	2,34	2,3	10,31	2,95	2,76	28,16	180	

Los valores de P_{máx}, P_{mín}, ΔP y c_{prac}, se obtendrán de la gráfica correspondiente:



Siendo

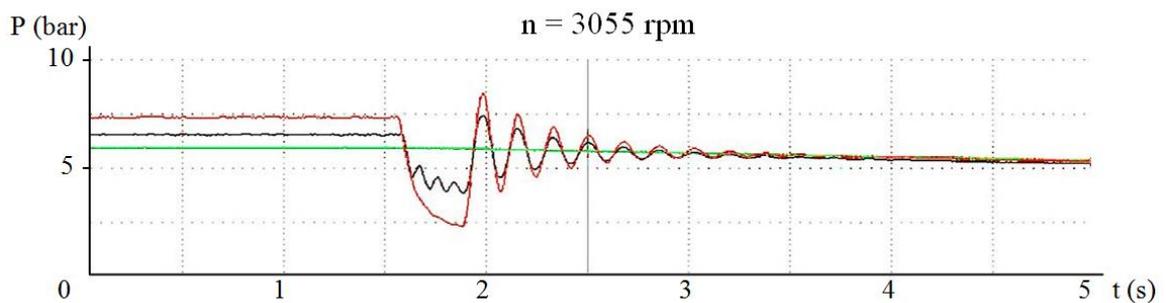
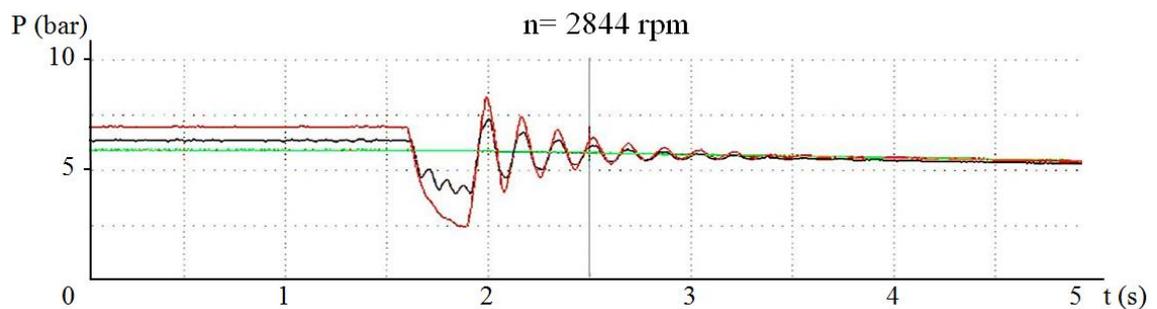
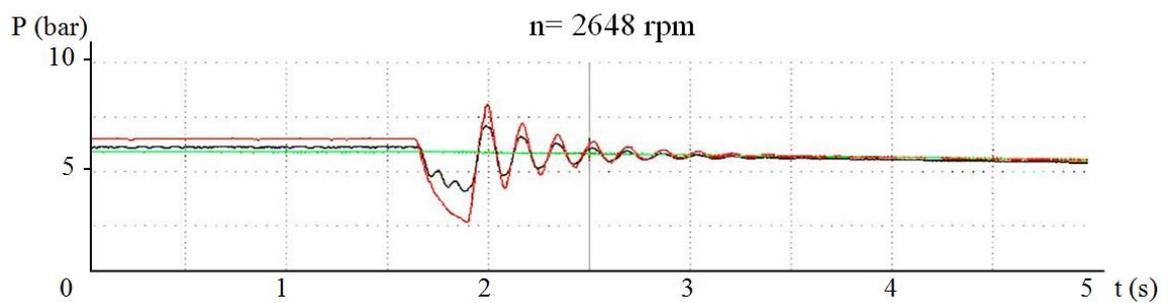
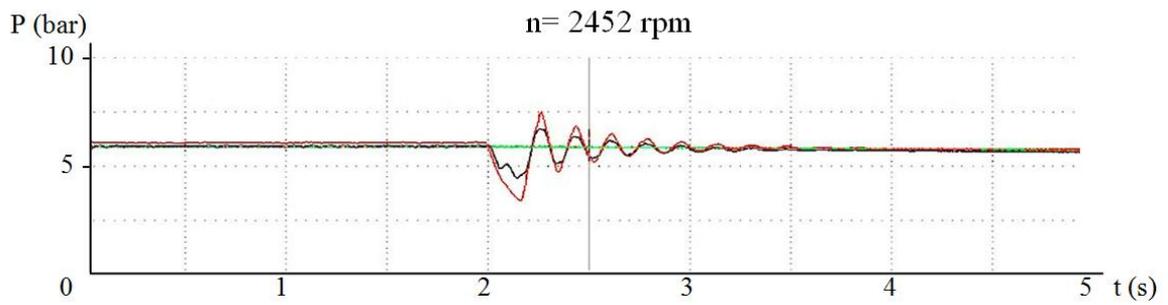
$$c_{\text{prac}} = \frac{4 \cdot L}{\text{Período}} = \frac{4 \cdot 50}{\text{Período}}$$



A continuación se presentan las gráficas obtenidas con el osciloscopio. El código de colores de las curvas es el siguiente:

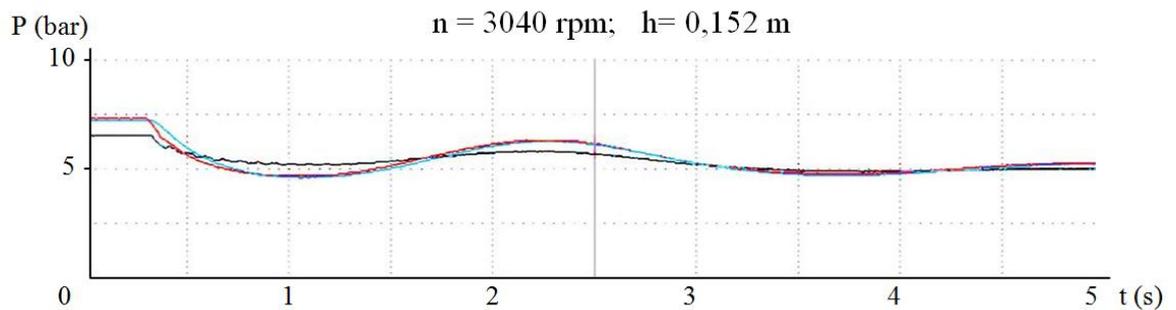
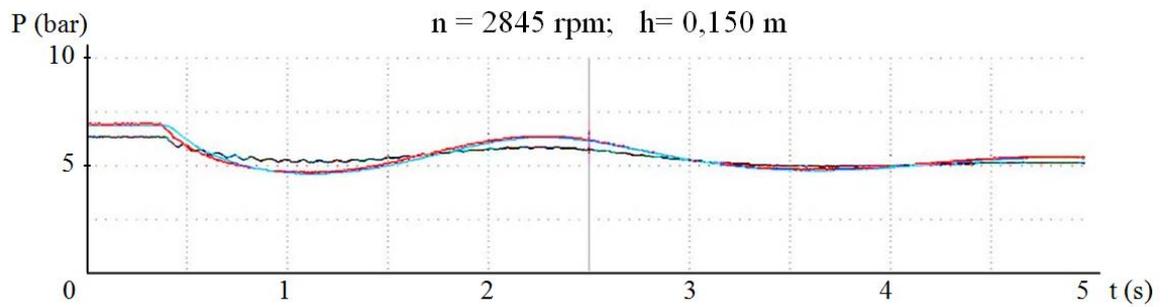
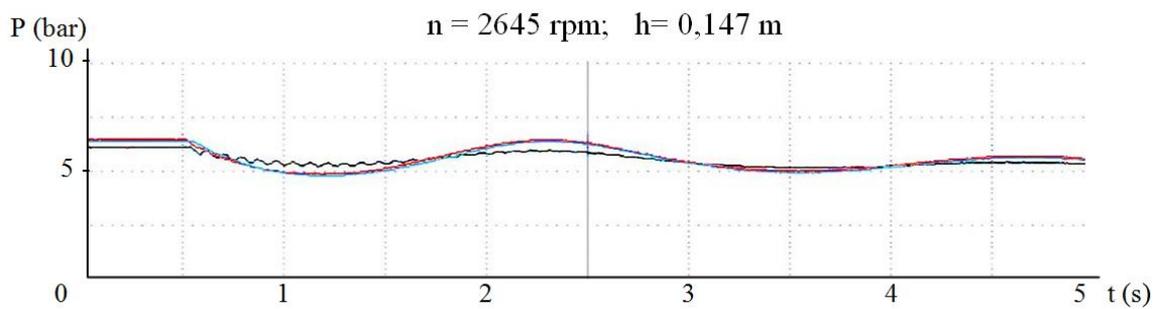
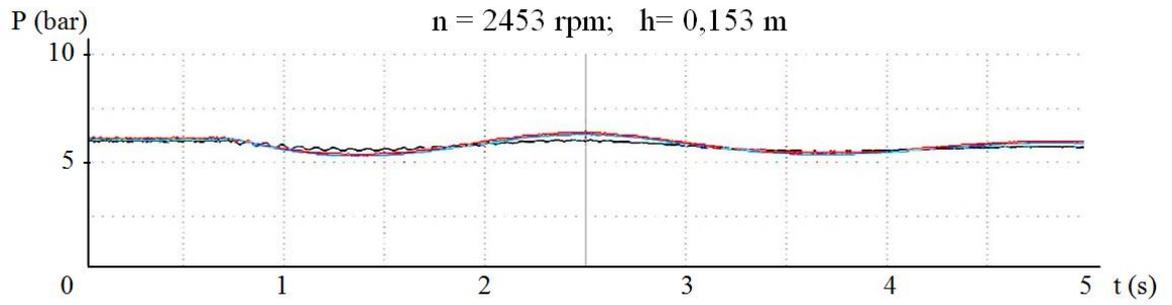
- Rojo: presión del manómetro situado a la salida de la bomba
- Negro: presión del manómetro situado en la mitad de la bobina
- Verde: presión del depósito de impulsión
- Azul: presión del calderín de aire

Parada de bomba sin calderín



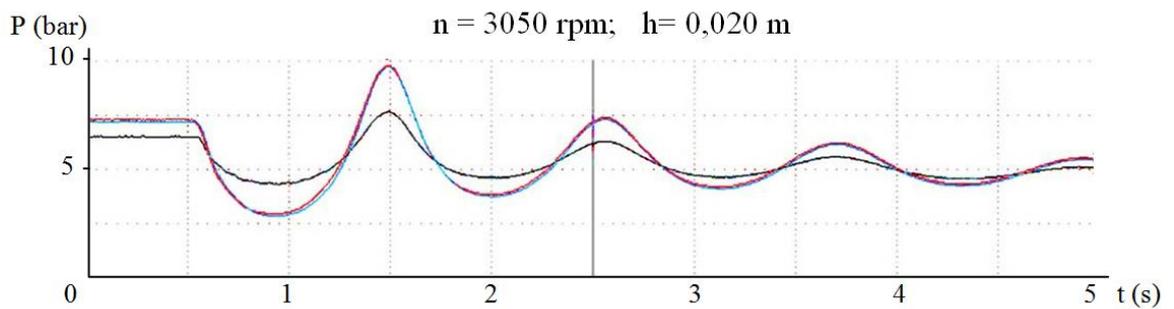
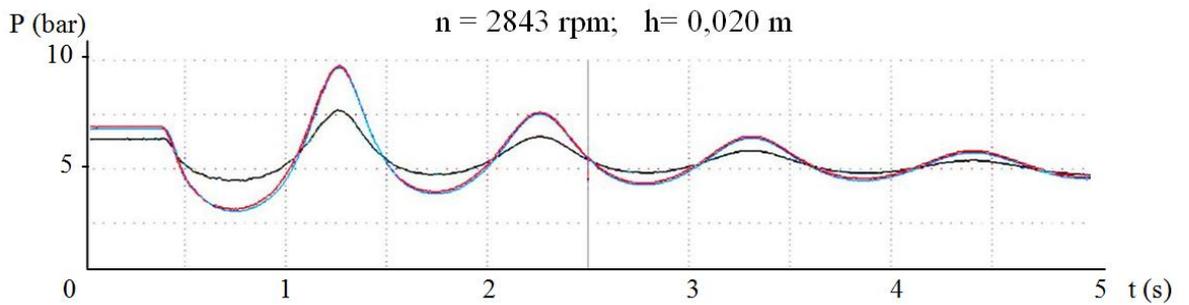
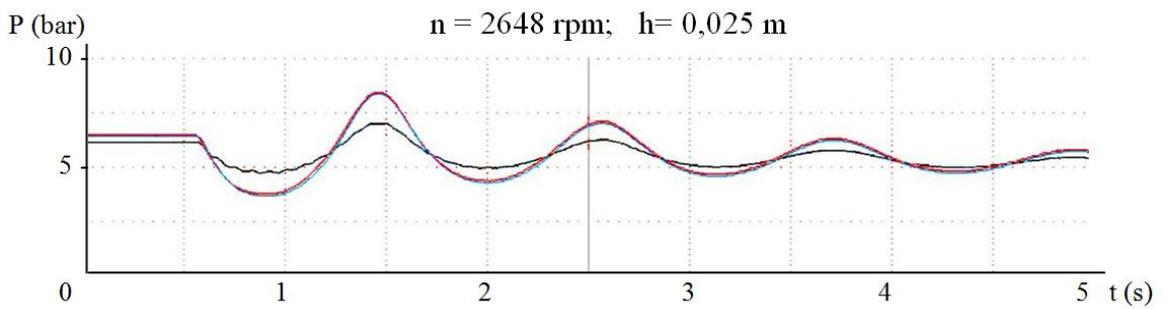
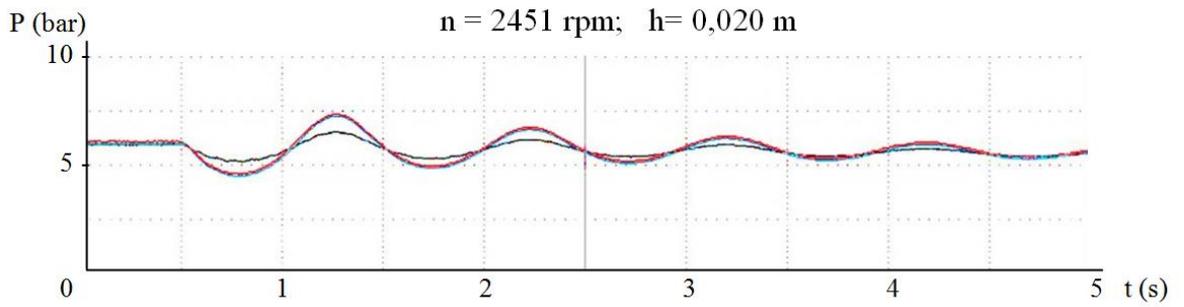


Parada de bomba con calderín (1)





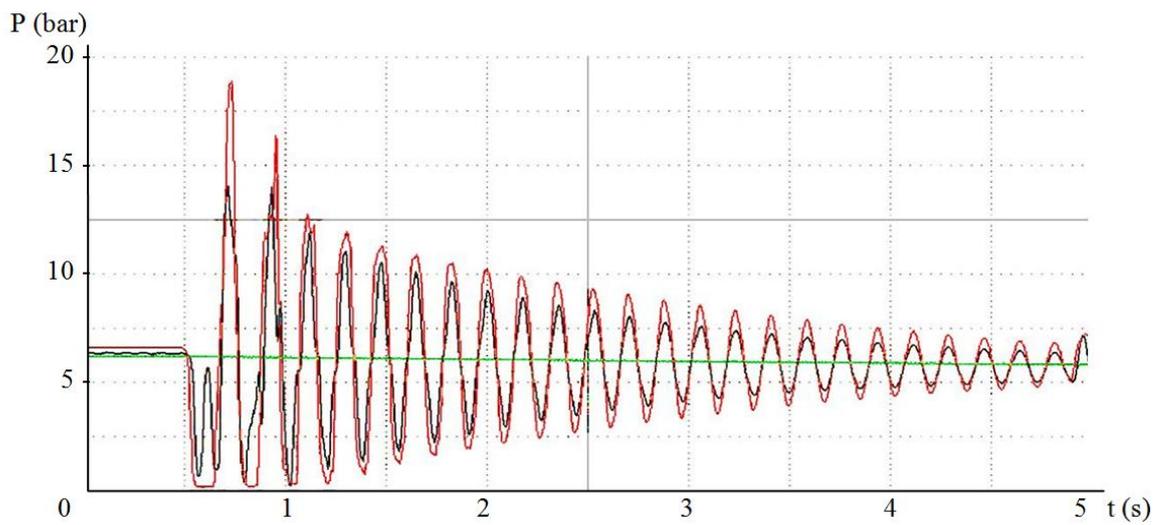
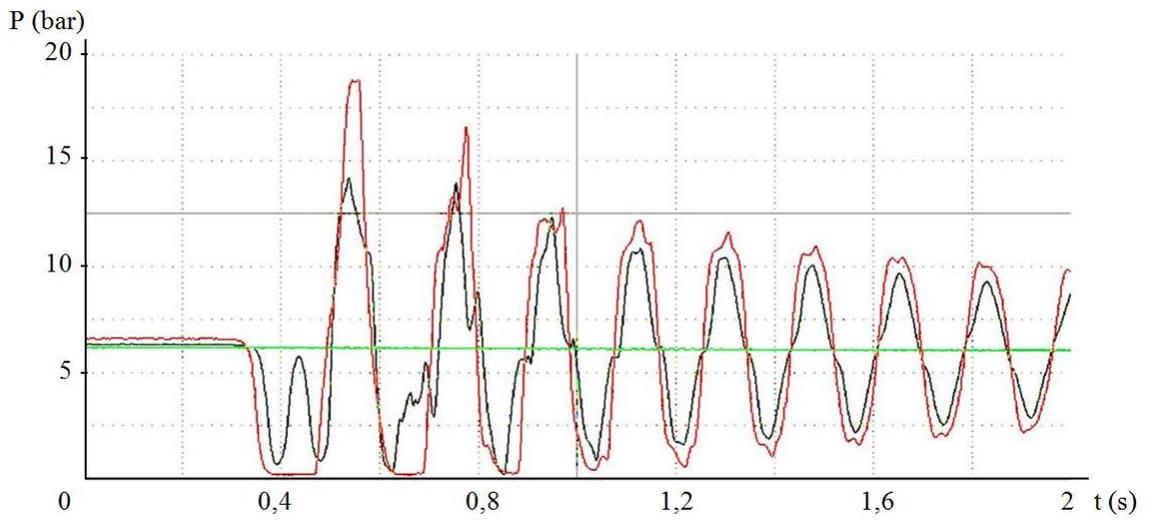
Parada de bomba con calderín (2)





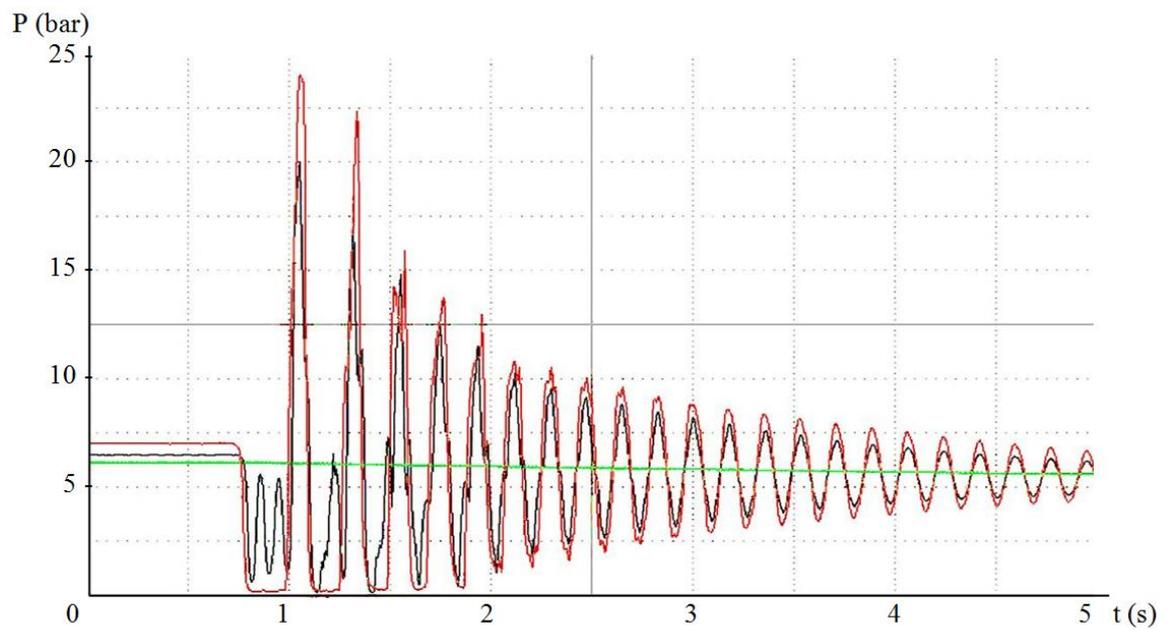
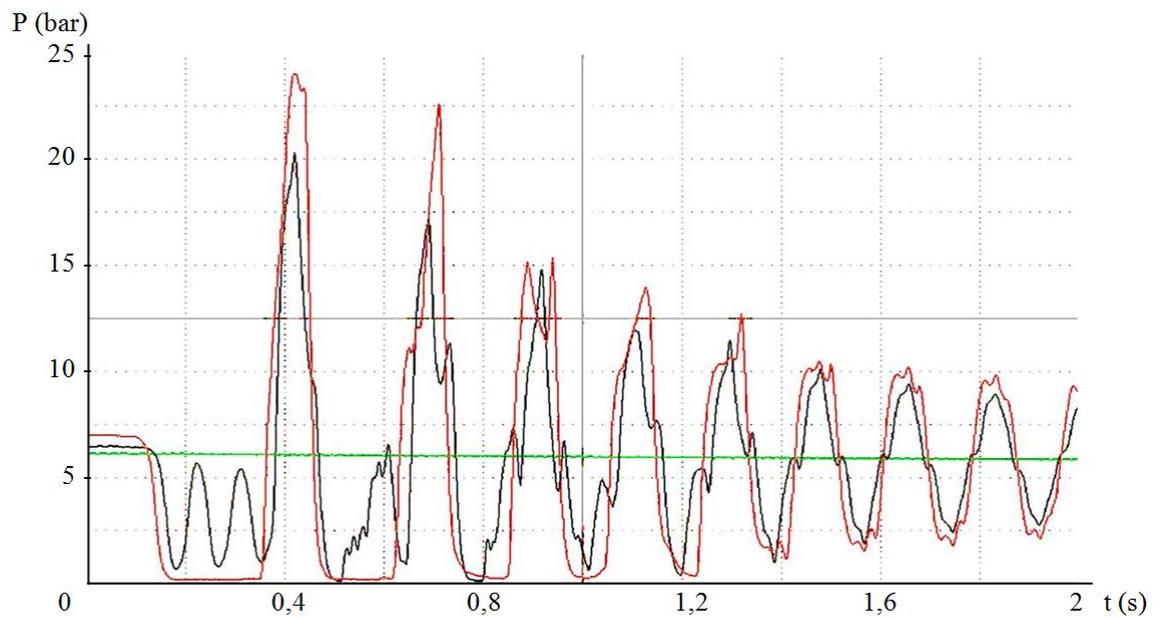
Cierre de válvula sin calderín con cavitación

$n = 2551 \text{ rpm}$



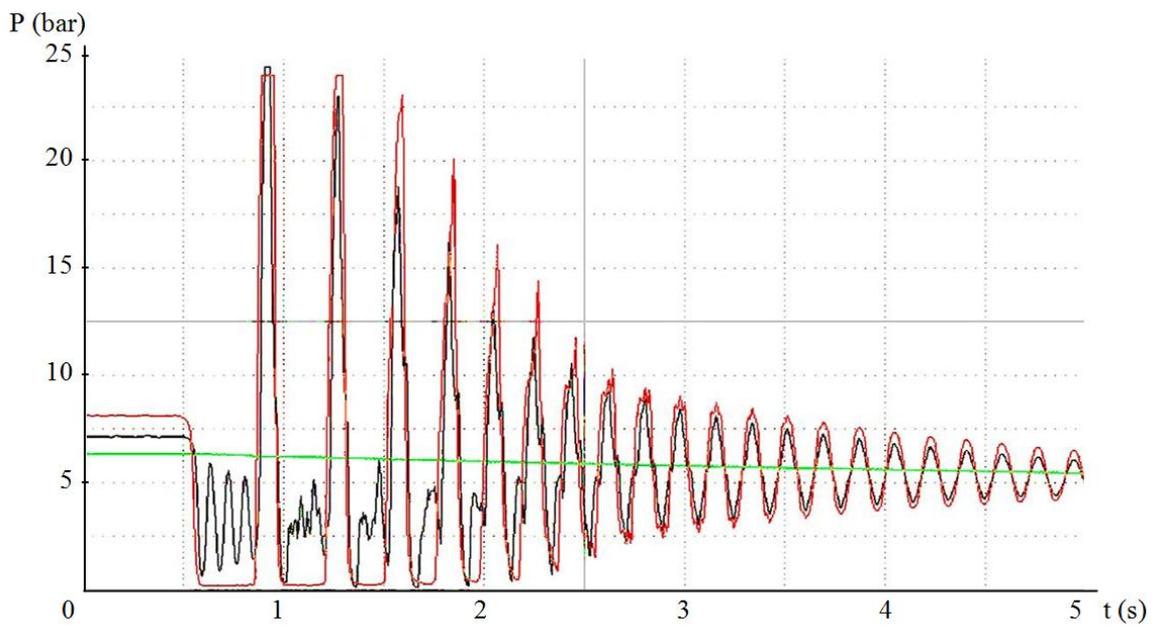
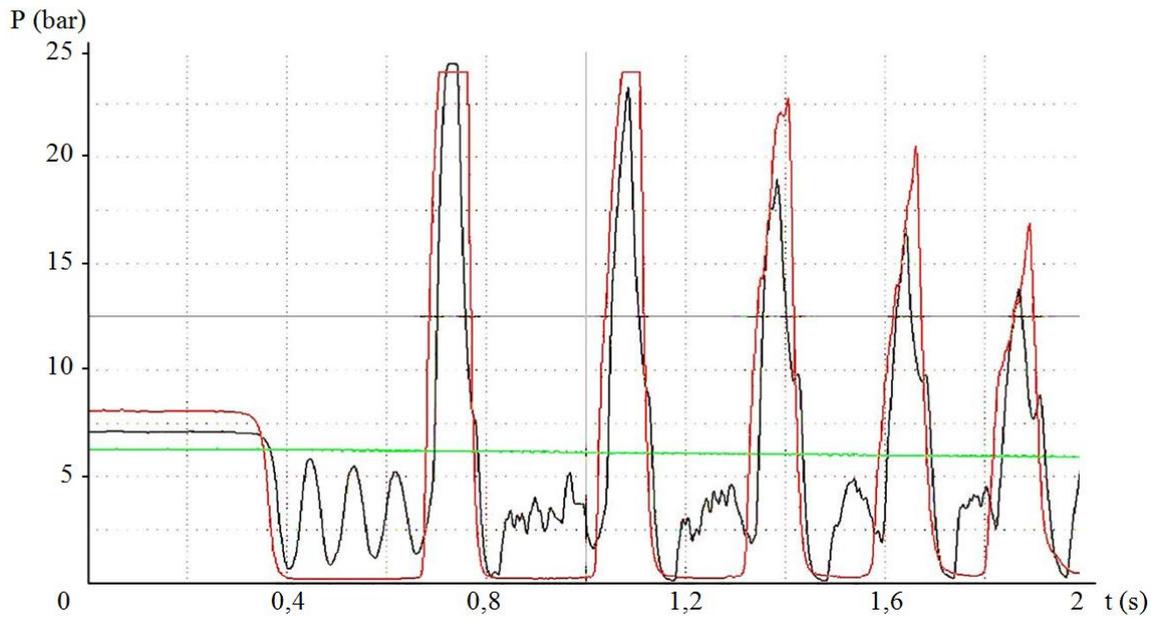


$n = 2757 \text{ rpm}$



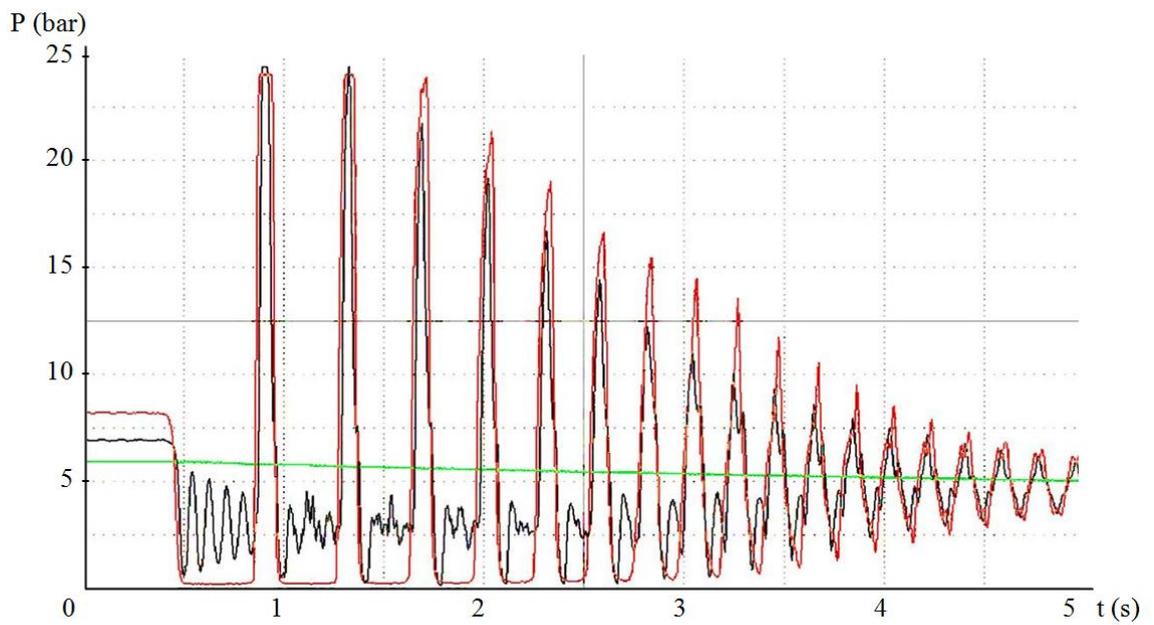
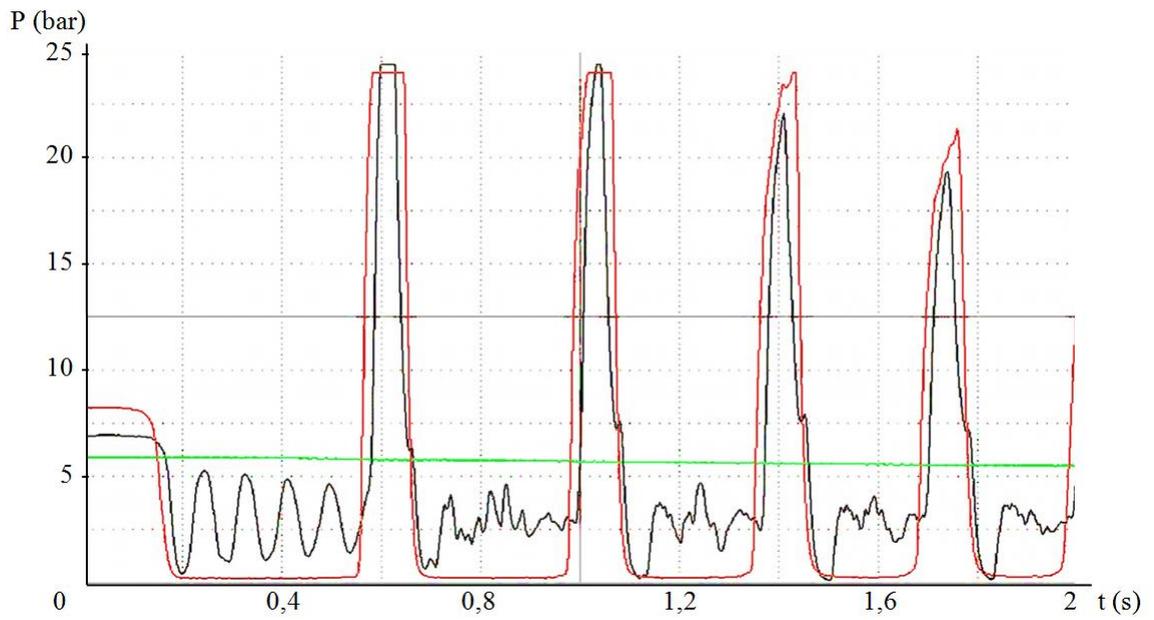


$n = 3255 \text{ rpm}$



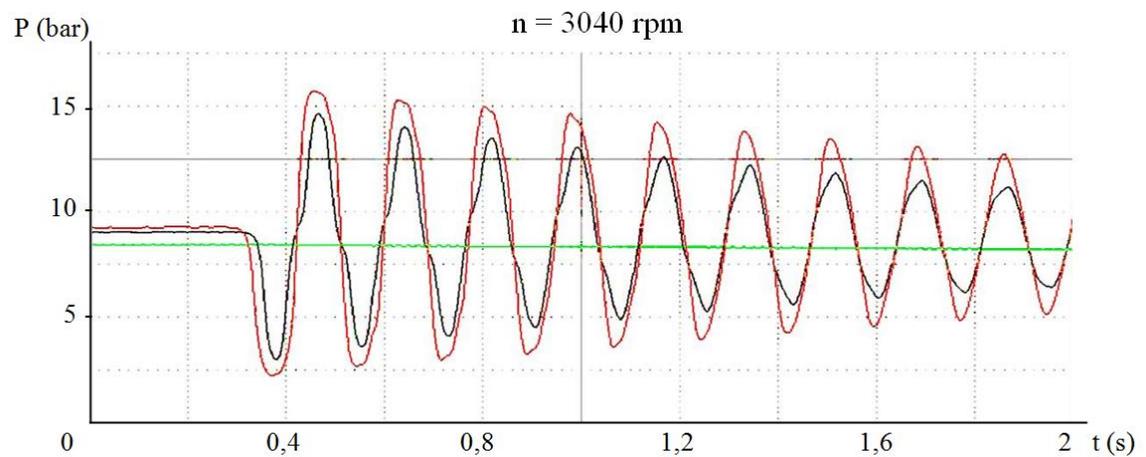
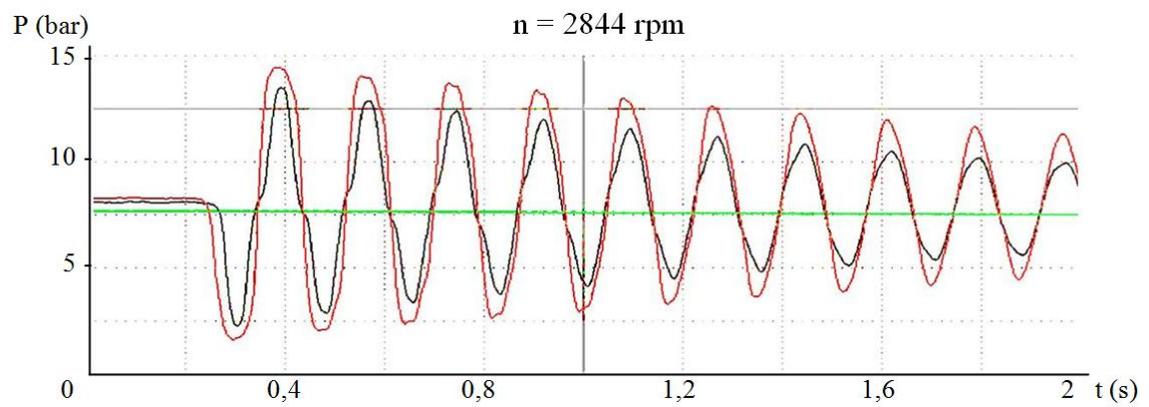
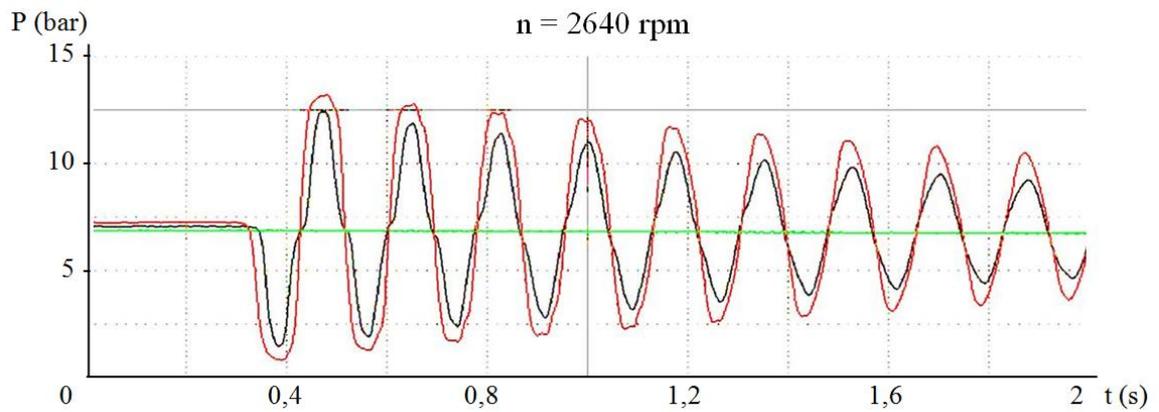
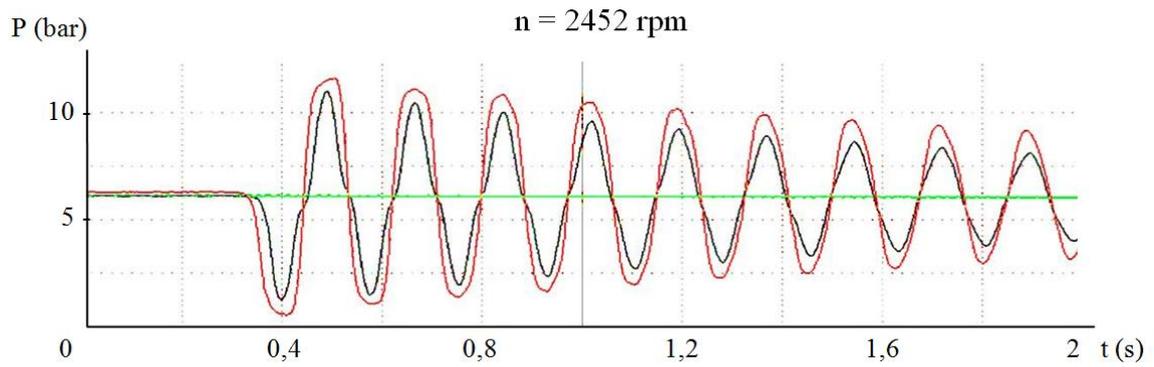


$n = 3517 \text{ rpm}$



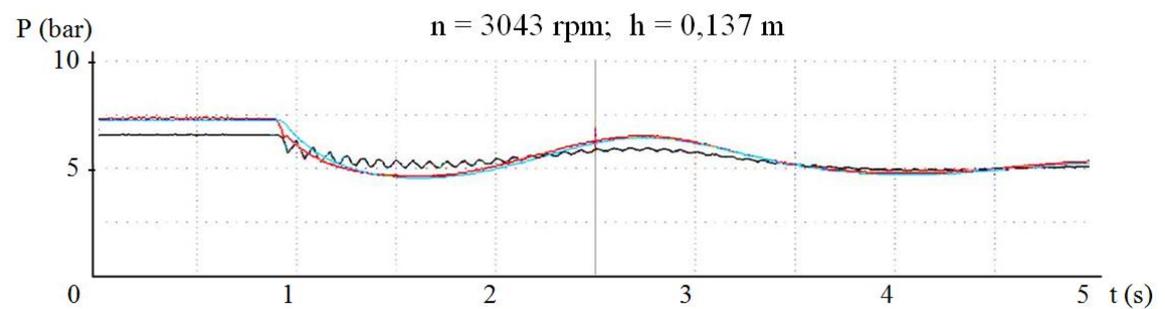
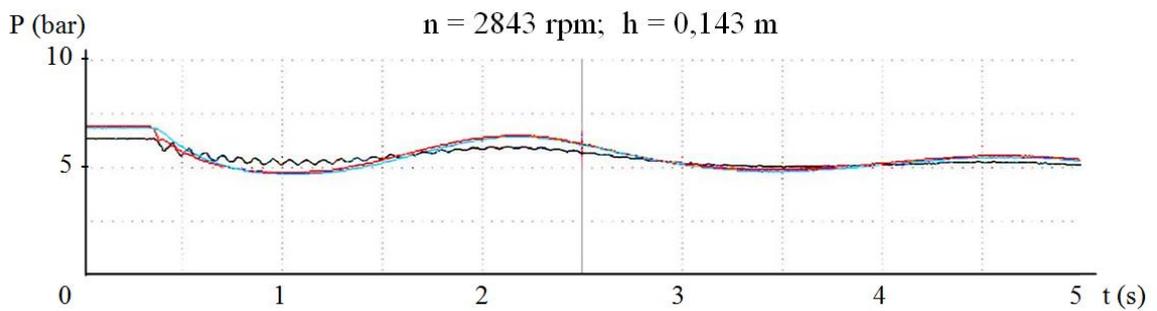
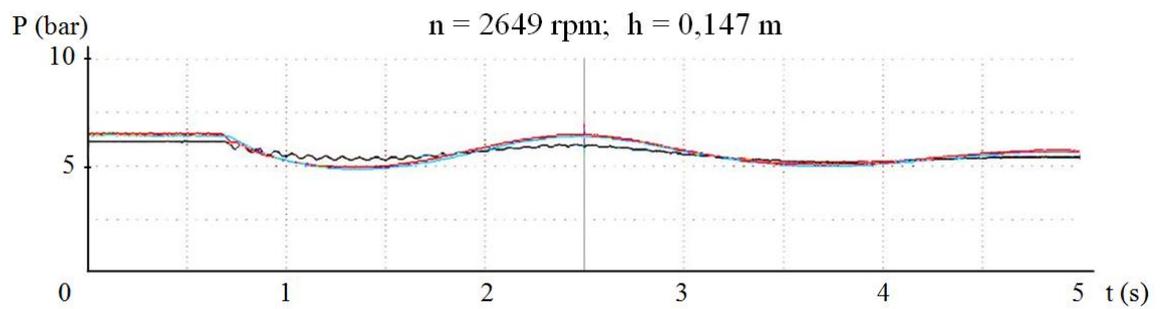
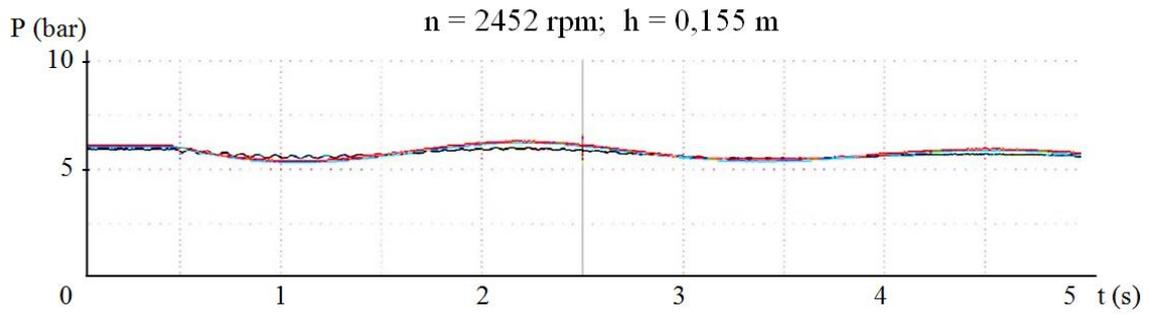


Cierre de válvula sin calderín sin cavitación



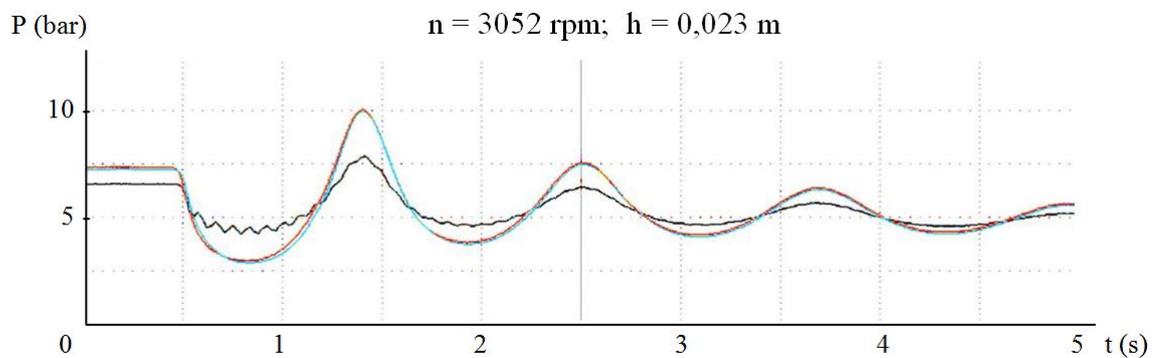
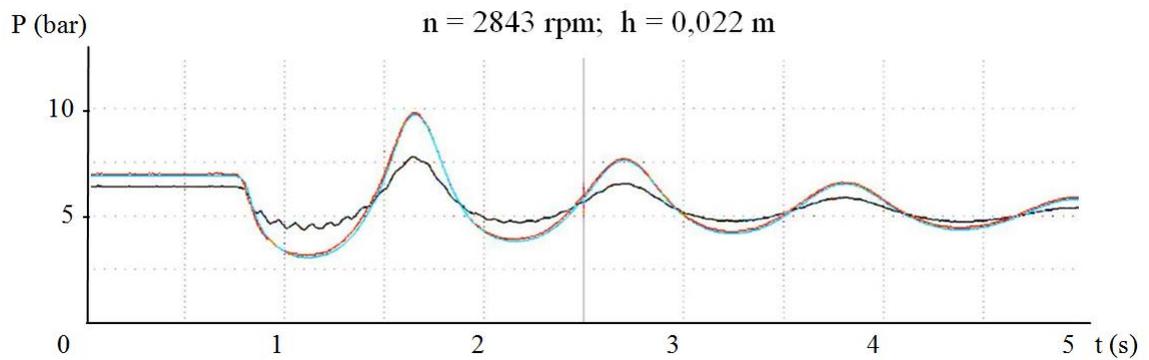
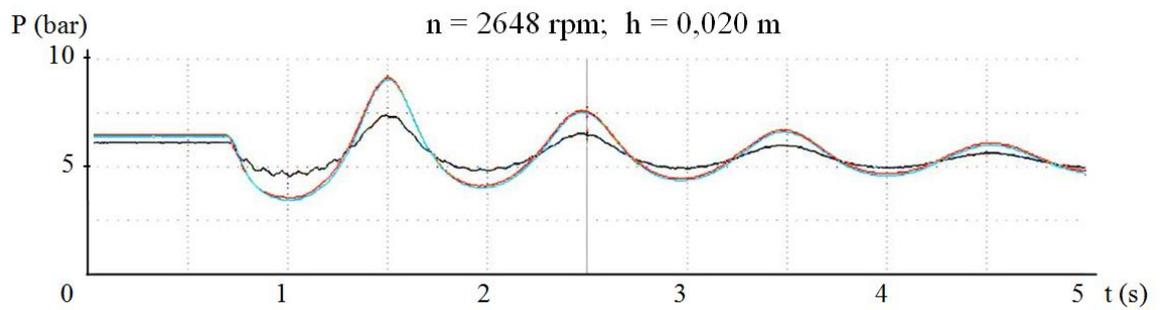
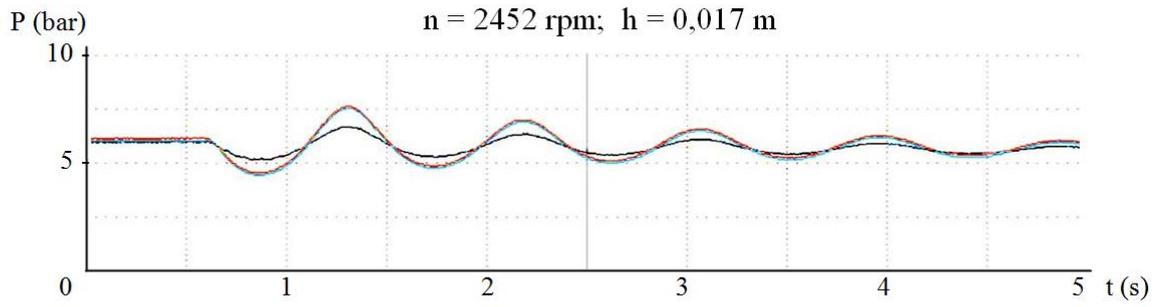


Cierre de válvula con calderín (1)





Cierre de válvula con calderín (2)





Conclusiones

- El calderín, como método de protección empleado, amortigua eficazmente el golpe de ariete aunque la cantidad de aire que haya en su interior sea pequeña. No obstante la amortiguación es mayor cuanto más aire contenga el calderín. Este aumento de la amortiguación se irá reduciendo conforme el calderín tenga más aire.
- Durante la realización de la práctica, en las curvas representadas por el osciloscopio, se observaron unos picos inesperados en el manómetro de la mitad de la tubería. Tras barajar varias hipótesis se llegó a la conclusión de que eran debidos al fenómeno de la cavitación, que se producía al cerrar la válvula instantáneamente. Esta hipótesis ha sido corroborada por los análisis matemáticos realizados, cuyos resultados coinciden con los obtenidos experimentalmente.
- Por otra parte, cabe señalar que el golpe producido por un cierre de válvula rápido es mayor, y por tanto más peligroso, que el producido por una parada de bomba. Esto es debido a que la bomba sigue girando por la inercia una vez se corta la corriente, disminuyendo el efecto del golpe.
- La velocidad del frente de presiones obtenida experimentalmente es menor que la del sonido (1450 m/s) y está próxima a la teórica. La diferencia entre estas velocidades es debida a pérdidas de carga, a que el flujo no es interrumpido instantáneamente, o a diferencias entre los valores utilizados y los reales de factores como la pureza del agua, módulo de compresibilidad del agua, módulo de Young del cobre, etc.



6. CONCLUSIONES Y COMENTARIOS

El presente proyecto es fruto del gran esfuerzo realizado a lo largo del año y tres meses que ha llevado su elaboración. Toda la dedicación que se le ha dado se ha visto recompensada con la adquisición de nuevos conocimientos y la profundización de los ya estudiados y asimilados durante la carrera.

Como resultado del tiempo y trabajo invertido, 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, ordenando su estructura, modificando algunas de sus partes, 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 ayuda de los guiones de prácticas, el alumno debería ser capaz de desarrollar las prácticas sin más que con una pequeña explicación, por parte del profesor, del manejo de los distintos componentes del laboratorio y normas de seguridad.

Cabe señalar que durante su desarrollo se han tenido que sortear una serie de problemas 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 hidráulico antes de poder empezar a utilizarlo, debido a la cantidad de cal y suciedad que contenía. Además el osciloscopio que se disponía para almacenar y visualizar las presiones medidas, carecía de manual de instrucciones y el sistema para guardar los datos que incorpora utiliza disquetes de 3½, por lo que fue necesario utilizar un ordenador de la sala de libre acceso de la Universidad para poder transferir los datos a un pendrive. Se intentó agilizar este proceso utilizando la conexión RS-232 que dispone el osciloscopio, mediante un cable RS-232 / USB, pero a pesar de instalar correctamente los drivers no funcionó.

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, en este caso en el mecanismo de regulación de los álabes del rodete. Su mal diseño, producía un calentamiento anormal de algunos componentes, originando una importante pérdida de rendimiento, y a la vez provocaba vibraciones que impedían una correcta lectura del par y originaban la apertura indeseada de los álabes. Gracias al nuevo sistema implantado que elimina las partes en rozamiento constante, 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%.

Otro contratiempo surgió al comprobar que los tacómetros que miden la velocidad de giro de las turbinas no se encontraban bien calibrados. Incluso después de calibrarlos correctamente utilizando su manual de instrucciones, fue necesario en algún equipo usar un tacómetro óptico manual, ya que el sensor del tacómetro instalado no funcionaba correctamente.



En el caso de las turbinas Turgo y Banki, si bien en los laboratorios sólo se dispone de un único equipo de cada una y no dos como en el resto de las turbinas, también se pretendió realizar el estudio y los guiones para los alumnos de estas turbinas. Pero, dado que los problemas que se encontraron eran tan graves que requerían más tiempo del que se disponía y que los alumnos ya iban a estudiar las tres turbinas que más se emplean a nivel industrial, se dejó para futuros proyectos el estudio de estas dos turbinas.

El hecho de que no se hayan podido realizar los guiones de las turbinas Turgo y Banki, no empaña en absoluto el resultado final del presente proyecto, ya que se ha duplicado el número de prácticas y estas abarcan prácticamente la totalidad de los equipos que existen en los laboratorios dedicados al Área de Fluidos, reforzando de esta manera 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. Todo esto, consigue que el principal objetivo se cumpla, que es que el alumno refuerce sus conocimientos y se vea motivado para continuar aprendiendo.

Continuando con esta idea, se han incluido fotografías reales 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.

Paralelamente, se han realizado unos guiones idénticos a los de los alumnos, pero dirigidos al 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 de modo 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

- Claudio Mataix, 1975, *Turbomáquinas hidráulicas*, Ed. ICAI.
- José Agüera Soriano, 2002, *Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas (5ª edición actualizada)*, Ed. Ciencia 3, S.L.
- Frank M. White, 2004, *Mecánica de fluidos (Quinta edición)*, McGraw-Hill.
- Nicolás García Tapia, 2002, *Ingeniería Fluidomecánica (Segunda edición revisada y ampliada)*, Secretariado de publicaciones e intercambio editorial, Universidad de Valladolid.
- Uriel Mancebo del Castillo, 1987, *Teoría del golpe de ariete y sus aplicaciones en ingeniería hidráulica*, Ed. Limusa S.A.

PROYECTOS FIN DE CARRERA

- Miguel Seco Calleja, 2002, *Diseño, cálculo y construcción de un banco de ensayos para golpe de ariete por parada de bomba*, Universidad Pública de Navarra.
- Eneko Sanz Pascual, 2000, *Diseño, cálculo y construcción de una turbina Francis para banco de pruebas*, Universidad Pública de Navarra.
- Álvaro Martínez Ezquieta, 1999, *Diseño y construcción de una turbina Kaplan*, Universidad Pública de Navarra.

RECURSOS DIGITALES

- Pedro Fernández Díez, *Libros sobre ingeniería energética*, Universidad de Cantabria, [web en línea] <<http://es.libros.redsauce.net/>>
- Universidad Pública de Navarra, [web en línea] <<http://www1.unavarra.es/conocerlauniversidad/historia>> [consulta: 15-3-2012]
- 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/Pequenas centrales/UNIDAD5.pdf>>



**CONFIGURACIÓN DEL DISPLAY DIGITAL
MIGHTY-1C PARA LA MEDIDA DE
REGÍMENES DE GIRO**



CONFIGURACIÓN DEL TACÓMETRO MIGHTY - 1C

Los tacómetros 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, se deberá configurar de la siguiente manera:

Partimos de la página 13 del manual del MIGHTY 1C, que se incluye en el apartado de anexos del presente 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	A					O	n	L	y
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									1
OFFSt1		0	0	0	0	0	0									
CALib	-		0	0	0	0	0									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
--------	----	---	---	---	---	---	---	--	--	--	--	--	--	--	--	---	---

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.



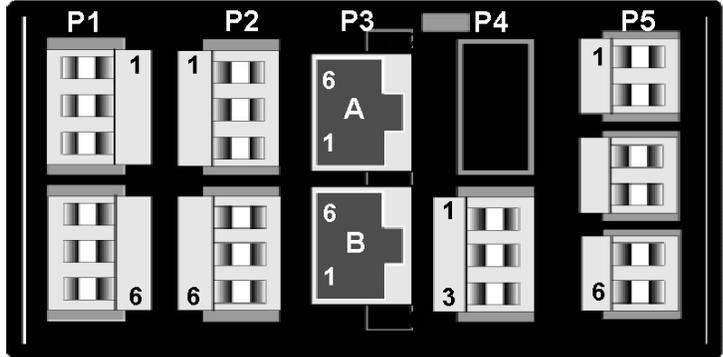
Both direct and alternating current.

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.

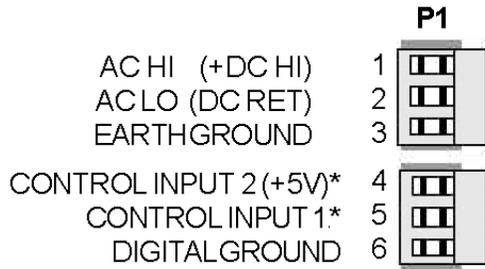
5. CONNECTOR WIRING INFORMATION

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



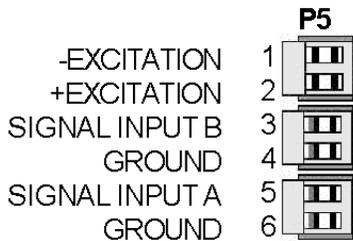
* Note: external control inputs 1 and 2 are menu selectable.



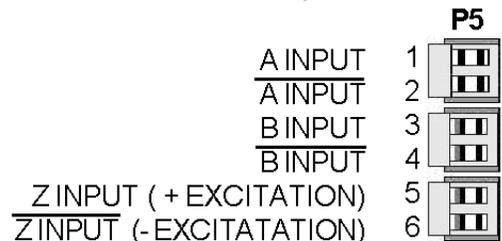
Caution: P1, pins 4, 5, and 6 may have hazardous voltages present.

P5 - SIGNAL INPUT

DUAL CHANNEL PULSE INPUT

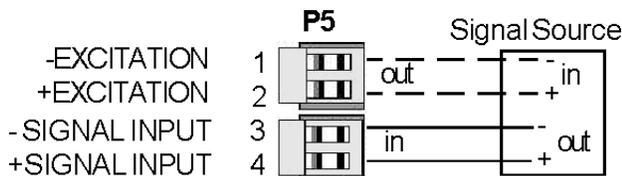


QUADRATURE INPUT (DIFFERENTIAL)

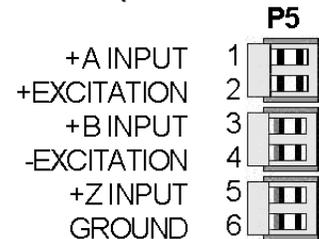


Note: Z input or excitation is jumper selectable

VOLTAGE-TO-FREQUENCY CONVERTER



QUADRATURE INPUT (SINGLE-ENDED)

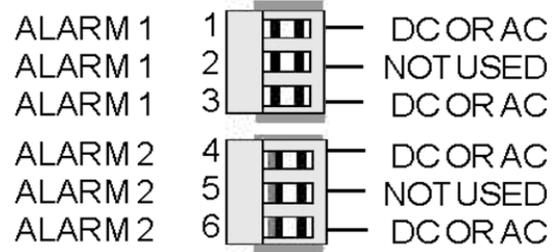


P2 - SETPOINT CONTROLLER

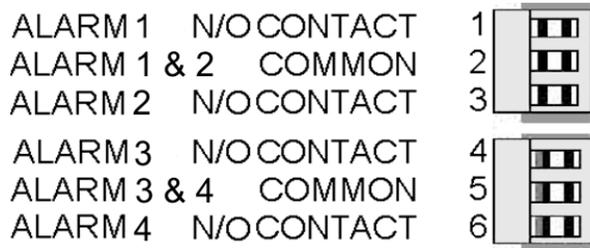
DUAL MECHANICAL RELAY OUTPUTS



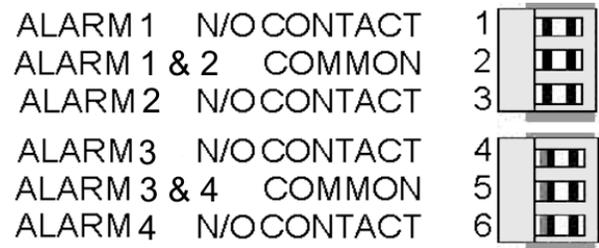
DUAL SOLID STATE RELAY OUTPUTS



QUAD MECHANICAL RELAY OUTPUTS

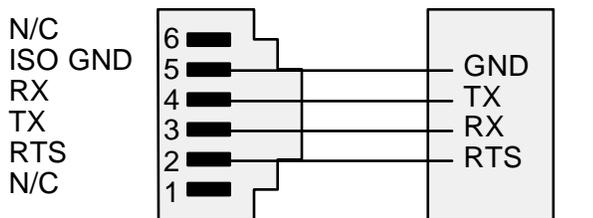


QUAD SOLID STATE RELAY OUTPUTS



P3 - SERIAL COMMUNICATIONS

RS232 INTERFACE

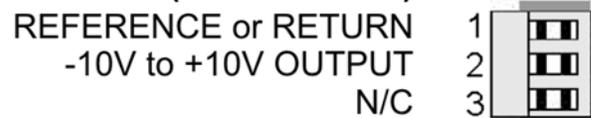


P4 - ANALOG OUTPUT

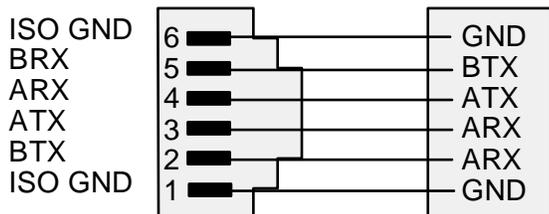
UNIPOLAR (SINGLE OR DUAL) AO1 AO2



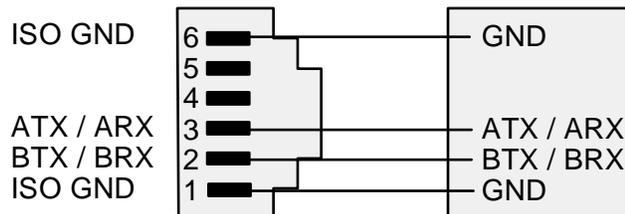
BIPOLAR (SINGLE ONLY)



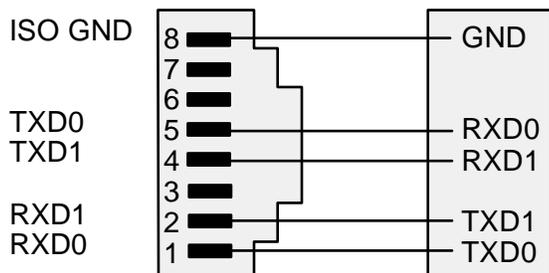
RS485 INTERFACE - FULL DUPLEX



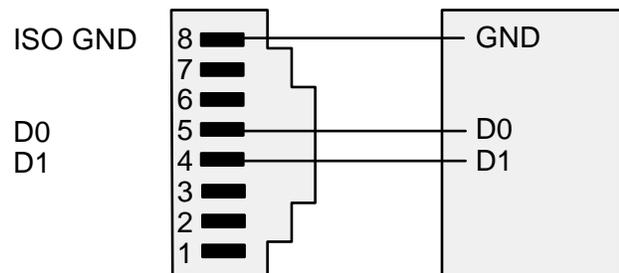
RS485 INTERFACE - HALF DUPLEX



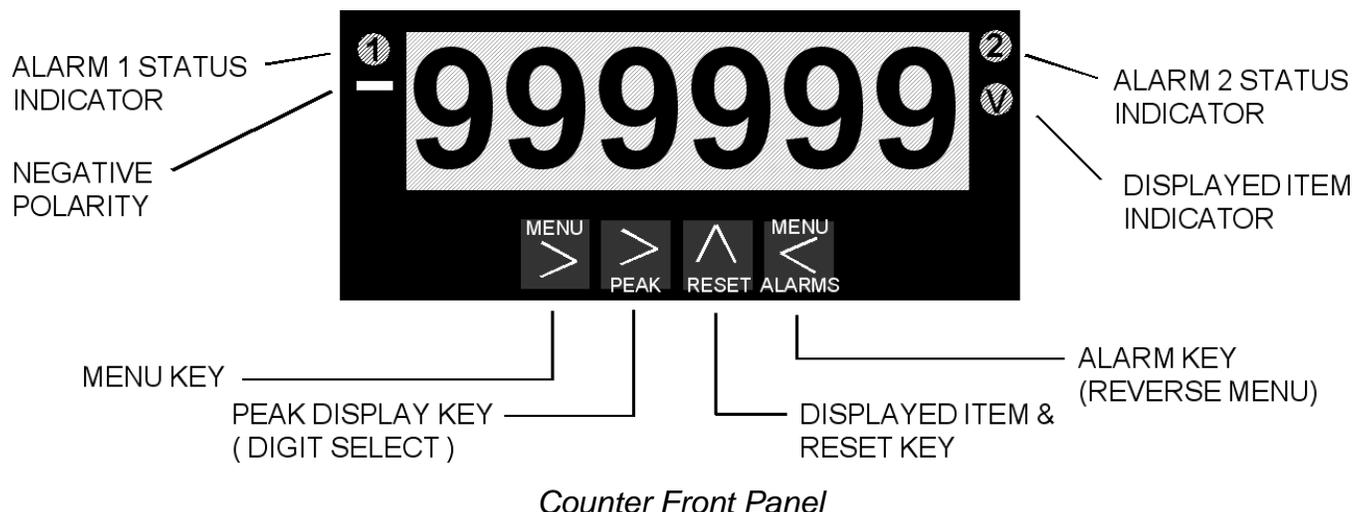
RS485-MODBUS - FULL DUPLEX



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**.



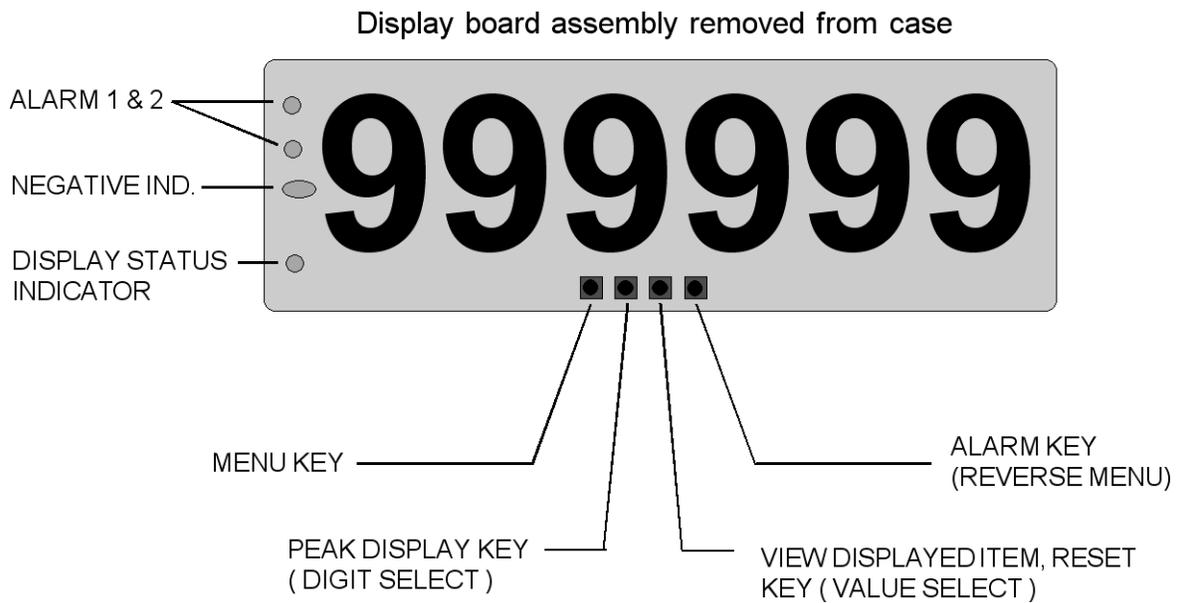
Up Arrow Key (Value Select).

- 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 $\<$ has the same effect as the MENU key, except that menu items are brought up in reverse order.

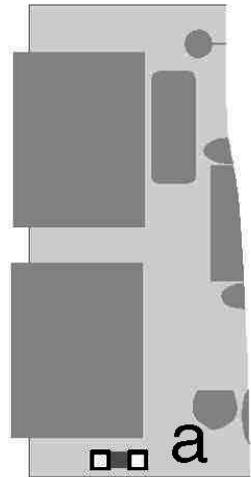
7. SETUP KEYS, MIGHTY-5C



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

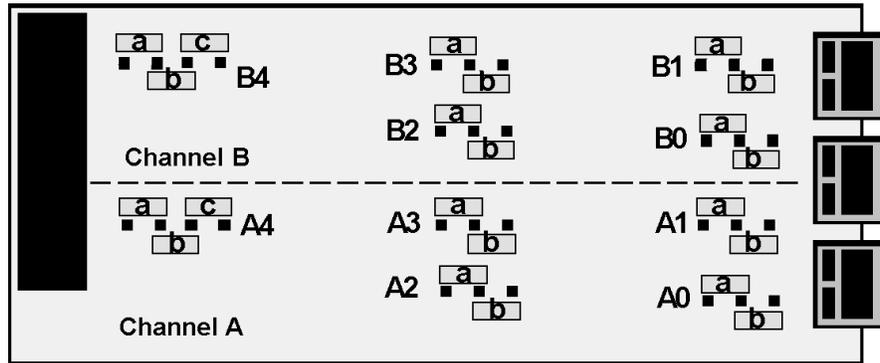
- 3 - Analog output setup & scaling
- 4 - Serial communications configuration
- 5 - Calibration
- 6 - Change displayed Item #

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
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
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						
ConFIG				1	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	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.”

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key		
InPut Input	rAtE Rate modes	Basic	A_b Rate for Channel A (Item #1). Rate for Channel B (Item #2).	
			A_OnLy Rate for Channel A only (Item #1).	
		Extended meter only	bAtCH Batch control mode. Batch total (Item #1). Grand total or number of batches (Item #2). Fill rate (Item #3).	
			A_Atot Rate for Channel A (Item #1). Total for Channel A (Item #2).	
			A_btot Rate for Channel A (Item #1). Total for Channel B (Item #2).	
			A_+_b Sum of rates A & B (Item #1). Rate A (Item #2). Rate B (Item #3).	
			A_-_b Difference of rates A and B (Item #1). Rate A (Item #2). Rate B (Item #3).	
			A_.b Product of rates A and B (Item #1). Rate A (Item #2). Rate B (Item #3).	
			A/_b Rate A divided by rate B (Item #1). Rate A (Item #2). Rate B (Item #3).	
			A/b-1 Draw, rate A / rate B - 1 (Item #1). Rate A (Item #2). Rate B (Item #3).	
		Basic	A_b Period Channel A (Item #1). Period for Channel B (Item #2).	
			A_OnLy Period for Channel A only (Item #1).	
			Extended meter only	A_+_b Sum of periods A and B (Item #1). Period A (Item #2). Period B (Item #3).
				A_-_b Difference of periods A and B (Item #1). Period A (Item #2). Period B (Item #3).
A_.b Product of periods A and B (Item #1). Period A (Item #2). Period B (Item #3).				
A/_b Ratio, period A divided by period B (Item #1). Period A (Item #2). Period B (Item #3).				
Period modes				

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
InPut (continued)	PHASE Phase angle modes	Extended 0-360 Span from 0° to 360°. Select for phase angles centered around 180° (Item #1). -180+ Span from -180° to +180°. Select for phase angles centered around 0° (Item #1).
	duty_C Duty cycle mode	Ext. A to b On or Off period of square waves as a percentage of total period (Item #1).
SEtuP Setup	00000 Stored totals	0 Zero totals at power-on. 1 Restore totals at power-on.
	00000 Leading zeros	0 Blank leading zeros. 1 Display leading zeros.
	00000 Scaling method 1	0 Input scale factor 1 and offset 1. 1 Use coordinates of 2 points method.
	00000 Scaling method 2	0 Input scale factor 2 and offset 2. 1 Use coordinates of 2 points method.
	00000 Operation of rear connector control inputs 1 & 2. True = logic 1 (0V or tied to digital ground). False = 0 (5V or open).	0 1 = Meter Reset*, 2 = Function Reset* 1 1 = Meter Reset*, 2 = Meter Hold* 2 1 = Meter Reset*, 2 = Peak or Valley Display* 3 1 = Meter Reset*, 2 = External Gate* 4 1 = Function Reset*, 2 = Meter Hold* 5 1 = Valley Only Display, 2 = Peak Only Display 6 1 = Function Reset*, 2 = External Gate* 7 1 = Meter Hold*, Peak or Valley Display* 8 1 = Meter Hold*, 2 = External Gate* 9 1 = Peak or Valley Display, 2 = External Gate* A 1 = Meter Reset*, 2 = Display Blank* B 1 = Function Reset*, 2 = Display Blank* C 1 = Meter Hold*, 2 = Display Blank* D 1 = Peak or Valley Display, 2 = Display Blank* E 1 = Display Blank, 2 = External Gate* F 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 5 , 7 , D = Function Reset* (erases all totals). 1 & 2 both at 0V for selections 0 , 1 , 2 , 3 , 4 , 6 , 8 , A , B , C , E = Meter Reset* (can restore totals).

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
ConFIG 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 st string value, slaved to another meter <u>9</u> Show 2 nd string value, slaved to another meter <u>A</u> Show 3 rd string value, slaved to another meter <u>B</u> Show 4 th 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 linearization
	<u>0000</u> Square root	<u>0</u> Linear rate input. <u>1</u> Square root rate input.
	<u>0000</u> Not applicable	<u>0</u> Set to 0.
dSPyno Display #	<u>01</u> PEAK key action	<u>0</u> Display Peak <u>1</u> Display Valley <u>2</u> Peak (1 st push), Valley (2 nd 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*
GAte t 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.
ti_Out 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.
bAtCH Batch setup	<u>00000</u> Handling of overshoot count at end of batch.	<u>0</u> Do not count extra pulses after Preset. Add Preset values to Grand Total. <u>1</u> Count all pulses. Add Preset values to Grand Total. <u>2</u> Do not count extra pulses after Preset. Add actual Batch Totals to Grand Total. <u>3</u> Count extra pulses after Preset. Add actual Batch Totals to Grand Total.
	<u>00000</u> Count direction	<u>0</u> Reset batch to 0 and count up to Setpoint 1. <u>1</u> Reset batch to Setpoint 1 and count down.
	<u>00000</u> Batch triggering	<u>0</u> Use internal gate time as delay between batches <u>1</u> Use External Input B to trigger each new batch.

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
bAtCH (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." RESET key starts batching. <u>1</u> Start batching upon Meter Reset.
FiLteR 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
SLOPE 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
dEC.Pt1 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 \wedge to shift the decimal point.
dEC.Pt2 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 \wedge to shift the decimal point.
Scale and Offset scaling method if selected under SEtUP		
SCALE1 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 \gt one more time for the Scale Multiplier.	Select <u>9</u> thru <u>9</u> for flashing first digit and <u>0</u> thru <u>9</u> 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 <u>0.00001</u> to <u>100000</u> in decade steps for the Scale Multiplier. Scale Factor = Scale Value x Scale Multiplier.
OFFSt1 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 <u>9</u> thru <u>9</u> for flashing first digit and <u>0</u> thru <u>9</u> for other flashing digits. Use dEC.Pt1 to set the decimal point.
SCALE2	Scale Factor 2. Same setup process as for Scale Factor 1.	
OFFSt2	Offset 2. Same setup process as for Offset 1.	

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
Coordinates of 2 points scaling method if selected under SEtuP		
Lo_In1 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
Lo_rd1 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Decimal point is fixed by dEC.Pt1 .
Hi_In1 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
Hi_rd1 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Decimal point is fixed by dEC.Pt1 .
Lo_In2 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
Lo_rd 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Decimal point is fixed by dEC.Pt1 .
Hi_In2 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
Hi_rd2 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Decimal point is fixed by dEC.Pt1 .
Preset function. Displayed for Total modes A-b_Ud or A_bU/d		
PrESet Preset*	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. dEC.Pt1 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 ConFiG		
rd0_In	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Decimal point is fixed by dEC.Pt1 .

Scale multiplier for combinations of two channels (e.g., Ax/B) if selected under InPut		
rESoLn Resolution	Flashing 6-digit number in decade steps from 0.00001 to 100000	Press \wedge to select. This is a multiplier R to avoid overflow or underflow of arithmetic combinations of Channels A and B.
Quartz crystal time base calibration		
_CALib	Time base calibration.	Do not change. See Calibration section of manual.
Option dependent menu items		
SourceE AL_SEt dEUn1b dEUn2b dEUn1h dEUn2h Menu items related to alarms . These will only appear if a relay board is detected. If so, please see Section13.		
An_SEt An_Lo An_Hi Menu items related to analog output . These will only appear if an analog output board is detected. If so, please see Section14.		
_SEr_1 _SEr_2 _SEr_3 _SEr_4 Menu items related to serial communications . These will only appear if an RS232 or RS485 I/O board is detected. If so, please see Section 15.		
Menu lockout items		
_Loc_1 _Loc_2 _Loc_3 _Loc_4 Menu items used to enable or lock out (hide) other menu items. Loc menu items may be locked out by a hardware jumper. Please see Section 9.		

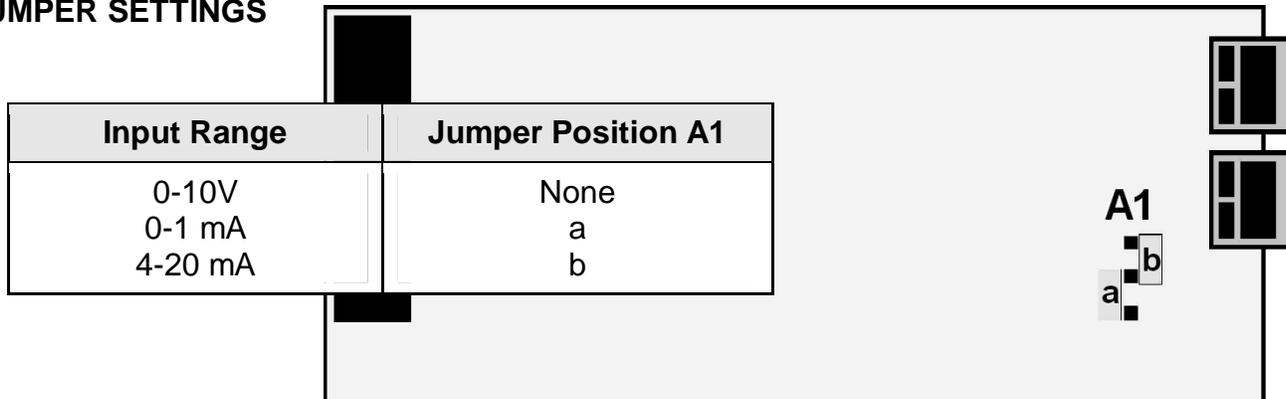
* See Glossary for explanation of item.

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.”

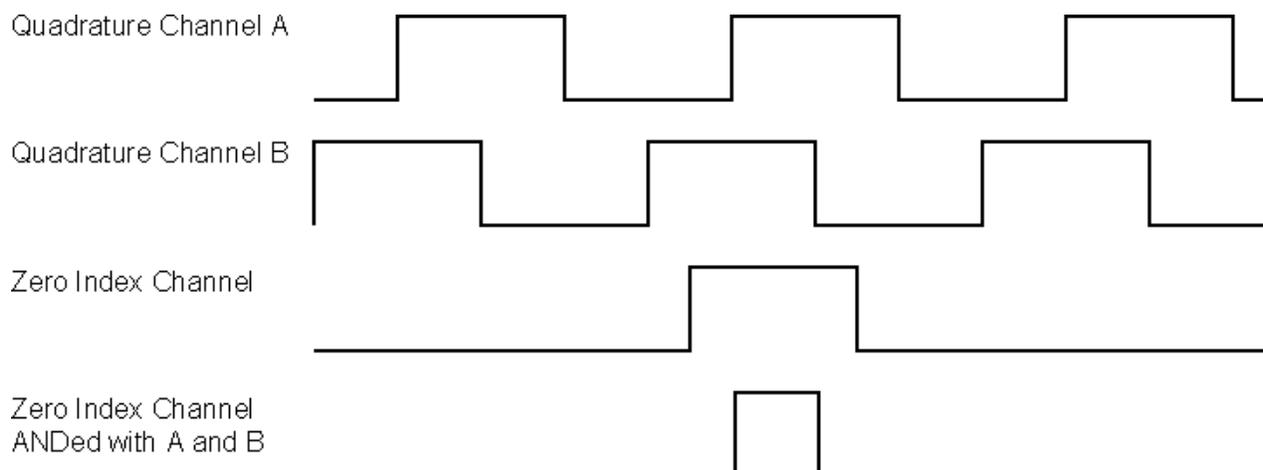
 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key	
InPut Input	VF0-10 0-10V full-scale input	Basic	A_OnLy Rate for Channel A (Item #1).
	VF4-20 4-20 mA full-scale input		A_Atot Rate for Channel A (Item #1). Total for Channel A (Item #2).
	VF_0-1 0-1 mA full-scale input	Extended	bAtCH Batch control mode. Batch total (Item #1). Grand total or number of batches (Item #2). Fill rate (Item #3).
			1/A 1/Rate for Channel A (Item #1).
SEtUp Setup	000_0 Stored totals	0 Zero totals at power-on. 1 Restore totals at power-on.	
	000_0 Leading zeros	0 Blank leading zeros. 1 Display leading zeros.	
	000_0 Scale factor 1 setup	0 Input scale factor 1 and offset 1. 1 Use coordinates of 2 points method.	
	000_0 Operation of rear connector inputs 1 & 2. True = logic 1 (0V or tied to digital ground). False = 0 (5V or open).	0 1 = Meter Reset*, 2 = Function Reset* 1 1 = Meter Reset*, 2 = Meter Hold* 2 1 = Meter Reset*, 2 = Peak or Valley Display* 3 1 = Meter Reset*, 2 = External Gate* 4 1 = Function Reset*, 2 = Meter Hold* 5 1 = Valley Only Display, 2 = Peak Only Display 6 1 = Function Reset*, 2 = External Gate* 7 1 = Meter Hold*, Peak or Valley Display* 8 1 = Meter Hold*, 2 = External Gate* 9 1 = Peak or Valley Display, 2 = External Gate* A 1 = Meter Reset*, 2 = Display Blank* B 1 = Function Reset*, 2 = Display Blank* C 1 = Meter Hold*, 2 = Display Blank* D 1 = Peak or Valley Display, 2 = Display Blank* E 1 = Display Blank, 2 = External Gate* F 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 5 , 7 , D = Function Reset* (erases all totals). 1 & 2 both at 0V for selections 0 , 1 , 2 , 3 , 4 , 6 , 8 , A , B , C , E = Meter Reset* (can restore totals).	

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
ConFiG Configura- tion	<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 st string value, slaved to another meter <u>9</u> Show 2 nd string value, slaved to another meter <u>A</u> Show 3 rd string value, slaved to another meter <u>B</u> Show 4 th 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 CutoffFF value. (avoids totalizing small offsets from 0 rate value or negative rate values). <u>1</u> Totalize all rates (required for bidirectional flow).
dSPyno Display #	<u>01</u> PEAK key action	<u>0</u> Display Peak <u>1</u> Display Valley <u>2</u> Peak (1 st push), Valley (2 nd 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*
CutoffFF 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.
GAte t 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.
ti_Out 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.

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
bAtCh Batch setup	00000 & 00000	0 Not used with VF Batch. Set to 0.
	00000 Batch triggering	0 Use gate time* as delay between batches. 1 Use External Input B to start each new batch.
	00000 Definition of Item #2	0 Make Item #2 the Grand Total of all batches. 1 Make Item #2 the Total Number of batches.
	00000 Action after Meter Reset	0 Display "rEAdy." RESET key starts batching. 1 Start batching upon Meter Reset.
FiLteR Filtering	00000 Signal filtering	0 Adaptive moving average filter. Restarts filter for high actual changes in signal. 1 Conventional moving average filter without reset.
	00000 Peak & Valley filtering	0 Peak* or Valley* value from unfiltered signal. 1 Peak* or Valley* value from filtered signal.
	00000 Display filtering	0 Display value of unfiltered signal. 1 Display value of filtered signal.
	00000 Adaptive filter setup	0 Set adaptive filter for normal noise. 1 Set adaptive filter for presence of high transients.
	00000 Filter time constant	0 No filter 1 0.1 sec 2 0.2 sec 3 0.4 sec 4 0.8 sec 5 1.6 sec 6 3.2 sec 7 6.4 sec
dEC.Pt1 Decimal pt1	1.1111 Decimal point flashes.	1.1111 11.1111 111.111 1111.11 11111.1 111111. Press ^ to shift the decimal point.
dEC.Pt2 Decimal pt2	2.22222 Decimal point flashes.	2.22222 22.2222 222.222 2222.22 22222.2 222222. Press ^ to shift the decimal point.
Scale and Offset scaling method if selected under SEtuP		
SCALE1 Scale Factor 1	0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 Select the digit to flash for the Scale Value, then press > one more time for the Scale Multiplier.	Select 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. This will set the Scale Value* from -9.99999 to 9.99999 with a fixed decimal point. Then press ^ to select a value from 0.00001 to 100000 in decade steps for the Scale Multiplier. Scale Factor = Scale Value x Scale Multiplier.
OFFSt1 Offset 1	000000 000000 000000 000000 000000 000000 Select digit to flash.	Select 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Use dEC.Pt1 to set the decimal point.
SCALE2	Scale Factor 2.	Make the same Scale Factor 1.
OFFSt2	Offset 2.	Make the same as for Offset 1.

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
Coordinates of 2 points scaling method if selected under SEtuP		
Lo_In1 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
Lo_rd1 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Decimal point is fixed by dEC.Pt1 .
Hi_In2 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
Hi_rd2 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Decimal point is fixed by dEC.Pt1 .
Special curve offset for square root or custom curve linearization if selected under ConFIG		
rd0_In	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Decimal point is fixed by dEC.Pt1 .
Scale multiplier		
rESoLn Resolution	Flashing 6-digit number in decade steps from 0.00001 to 100000	Press ^ to select. This multiplier R appears with the Batch mode and can be applied to Grand Total to set its decimal point.
Quartz crystal time base calibration		
_CALib	Time base calibration.	Do not change. See Calibration section of manual.
Option dependent menu items		
Source AL_SEt dEUn1b dEUn2b dEUn1h dEUn2h Menu items related to alarms . These will only appear if relay board is detected. If so, please see Section 13.		
An_SEt An_Lo An_Hi Menu items related to analog output . These will only appear if an analog output board is detected. If so, please see Section 14.		
_SEr_1 _SEr_2 _SEr_3 _SEr_4 Menu items related to serial communications . These will only appear if an RS232 or RS485 I/O board is detected. If so, please see Section 15.		
Menu lockout items		
_Loc_1 _Loc_2 _Loc_3 _Loc_4 Menu items used to enable or lock out (hide) other menu items. Loc 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.

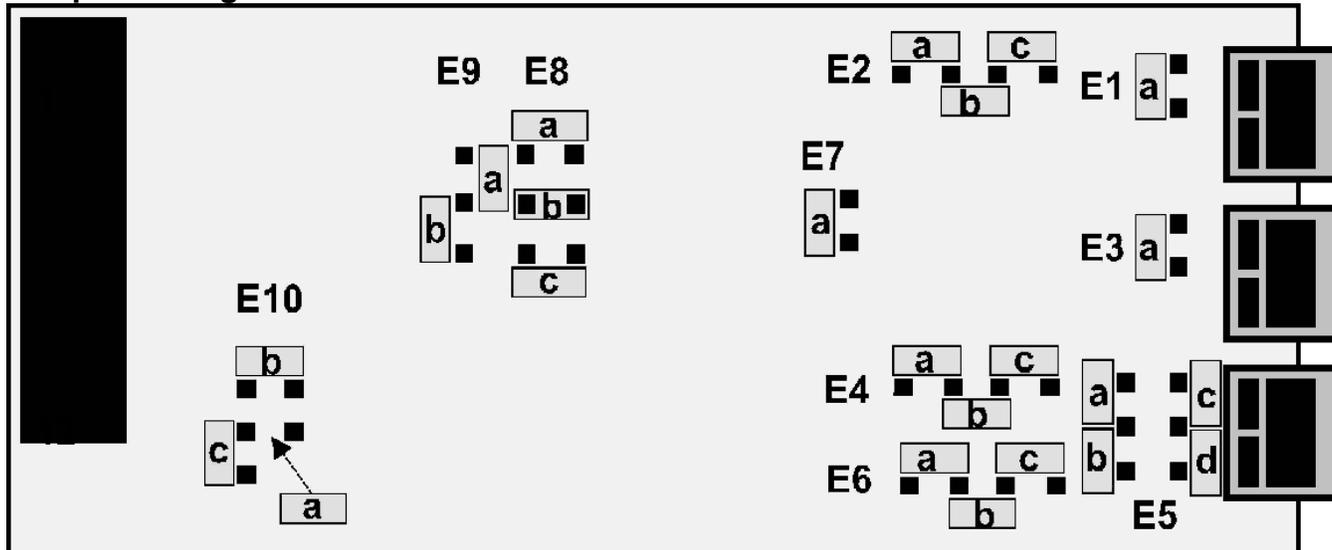
Position in engineering units is determined by adding or subtracting transitions, as determined by the signal phase relationship, applying a programmable scale factor to the total, and adding programmable Offset1 to the scaled total. The display update rate is set by a gate time, which is programmed 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	
InPut Input	quAdr Quadrature	Basic meter	totAL	Quadrature total (select for position)
		Extended	rAtE	Quadrature rate.
SEtuP Setup	00000	Stored totals	0	Zero all totals at power-on
			1	Restore totals at power-on. Set PULSES to 0.
	00000	Leading zeros	0	Blank leading zeros.
			1	Display leading zeros.
	00000	Scaling method	0	Input scale factor 1 and offset 1
			1	Use coordinates of 2 points method
	00000	Not applicable	0	Set to 0.

	<u>00000</u> Operation of rear connector inputs 1 & 2. True = logic 1 (0V or tied to digital ground). False = 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. True = logic 1 (0V or tied to digital ground). False = 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).
ConFiG 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.
dSPyno 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 st push), Valley (2 nd push)
PULSES 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.
GAtE t 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.

dEC.Pt1 Decimal pt1	1.11111 Decimal point flashes.	1.11111 11.1111 111.111 1111.11 11111.1 111111. Press \wedge to shift decimal point.
Scale and Offset scaling method if selected under SEtuP		
SCALE1 Scale Factor 1	0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 Select the digit to flash for the Scale Value, then press \gt one more time for the Scale Multiplier.	Select -9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 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 0.00001 to 100000 in decade steps for the Scale Multiplier. Scale Factor = Scale Value x Scale Multiplier.
OFFSt1 Offset 1	000000 000000 000000 000000 000000 000000 Select digit to flash.	Select -9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. dEC.Pt1 is used for decimal point.

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
Coordinates of 2 points scaling method if selected under SEtUP		
Lo_In1 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
Lo_rd1 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. dEC.Pt1 is used for decimal point.
Hi_In1 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
Hi_rd1 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 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Decimal point is fixed by dEC.Pt1 .
PrESet Preset*	<u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> <u>000000</u> Select digit to flash.	Select 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. dEC.Pt1 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.
CALib	Time base calibration	Not applicable to Total. Do not change value!
Option-dependent menu items		
Source AL_SEt dEUn1b dEUn2b dEUn1h dEUn2h Menu items related to alarms . These will only appear if a relay board is detected. If so, please see Section 13.		
An_SEt An_Lo An_Hi Menu items related to analog output . These will only appear if an analog output board is detected. If so, please see Section 14.		
_SEr_1 _SEr_2 _SEr_3 _SEr_4 Menu items related to serial communications . These will only appear if an RS232 or RS485 I/O board is detected. If so, please see Section 15.		
Menu lockout items		
_Loc_1 _Loc_2 _Loc_3 _Loc_4 Menu items used to enable or lock out (hide) other menu items. Loc 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.”

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key	
InPut Input	quAdr Quadrature	Basic meter	totAL Quadrature total
		Extended	rAtE Quadrature rate
SEtuP Setup	00000 Not applicable	0	Set to zero.
	00000 Leading zeros	0 1	Blank leading zeros. Display leading zeros.
	00000 Scaling Method 1	0 1	Input scale factor 1 and offset 1 Use coordinates of 2 points method
	00000 Scaling Method 2		Make the same as Scaling Method 1
	00000 Operation of rear connector inputs 1 & 2. True = logic 1 (0V or tied to digital ground). False = 0 (5V or open).	0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 A B C D E F	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*
ConFIG Configura- tion	0000 Display mode	0 1	Normal, overload to exponential format Normal, overload to 999999 Normally select 1 , required for Preset function. See dual signal conditioner for other available modes.
	0000 Counter mode	0 1	Basic counter Extended counter (required for Quadrature Rate)
	0000 Not applicable	0	Set to 0.
	0000 Not applicable	0	Set to 0.

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
dSPyno Display #	01 PEAK key action 01 Item to display after Meter Reset	0 Display Peak 1 Display Valley 2 Peak (1 st push), Valley (2 nd push) 1 Item #1* (Quadrature Rate = Rate A - Rate B) 2 Item #2* (Rate A) 3 Item #3* (Rate B)
GAtE_t Gate time*	000.00 000.00 000.00 000.00 000.00 Select digit to flash.	Select 0 thru 9 for flashing digit to set gate time* in seconds. Decimal point location is fixed for 10 ms resolution.
ti_Out Time-out*	000.00 000.00 000.00 000.00 000.00 Select digit to flash.	Select 0 thru 9 for flashing digit to set time-out* in seconds. Decimal point location is fixed for 10 ms resolution.
FILtEr Filtering	00000 Signal filtering	0 Adaptive moving average filter. Restarts filter for high actual changes in signal. 1 Conventional moving average filter without reset.
	00000 Peak & Valley filtering	0 Peak* or Valley* value from unfiltered signal. 1 Peak* or Valley* value from filtered signal.
	00000 Display filtering	0 Display value of unfiltered signal. 1 Display value of filtered signal.
	00000 Adaptive filter setup	0 Set adaptive filter for normal noise. 1 Set adaptive filter for presence of high transients.
	00000 Filter time constant	0 No filter 1 0.1 sec 2 0.2 sec 3 0.4 sec 4 0.8 sec 5 1.6 sec 6 3.2 sec 7 6.4 sec
dEC.Pt1 Decimal pt1	1.11111 Decimal point flashes.	1.11111 11.1111 111.111 1111.11 11111.1 111111. Press \wedge to shift decimal point of reading.
dEC.Pt2 Decimal pt2	2.22222 Decimal point flashes.	Make the same as dEC.Pt1
Scale and Offset scaling method if selected under SEtuP		
SCALE1 Scale Factor 1	0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 Select the digit to flash for the Scale Value, then press \gt one more time for the Scale Multiplier.	Select 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 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 0.00001 to 100000 in decade steps for the Scale Multiplier. Scale Factor = Scale Value x Scale Multiplier.
OFFSt1 Offset 1	000000 000000 000000 000000 000000 000000 Select digit to flash.	Select 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Use dEC.Pt1 to set the decimal point.
SCALE2	Scale Factor 2	Make the same as SCALE1 .
OFFSt2	Offset 2	Make the same as OFFSt1 .

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
Coordinates of 2 points scaling method if selected under SEtUP		
Lo_In1 Low signal input 1.	000000 000000 000000 000000 000000 000000 Select digit to flash.	Select 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
Lo_rd1 Reading at Lo In1.	000000 000000 000000 000000 000000 000000 Select digit to flash.	Select 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Decimal point is fixed by dEC.Pt1 .
Hi_In1 High signal input 1.	000000 000000 000000 000000 000000 000000 Select digit to flash.	Select 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Move decimal point location when flashing.
Hi_rd1 Reading at Hi In1.	000000 000000 000000 000000 000000 000000 Select digit to flash.	Select 9 thru 9 for flashing first digit and 0 thru 9 for other flashing digits. Decimal point is fixed by dEC.Pt1 .
Lo_In2	Low signal input 2.	Make the same as Lo_In1
Lo_rd2	Reading at Lo In2	Make the same as Lo_rd1
Hi_In2	High signal input 2	Make the same as Hi_In1
Hi_rd2	Reading at Hi In2.	Make the same as Hi_rd1
Other setup parameters		
rESoLn Reading multiplier	Flashing 6-digit number in decade steps from 0.00001 to 100000	Press \wedge to select a decade multiplier R for the rate reading. Set to 1.
_CALib	Time base calibration	Do not change. See Calibration section of manual.
Option dependent menu items		
Source AL_SEt dEUn1b dEUn2b dEUn1h dEUn2h Menu items related to alarms if a relay board is detected. If so, please see Section13.		
An_SEt An_Lo An_Hi Menu items related to analog output if an analog output board is detected. If so, please see Section14.		
SEr_1 SEr_2 SEr_3 SEr_4 Menu items related to serial communications if a serial board is detected. If so, please see Section 15.		
Menu lockout items		
Loc_1 Loc_2 Loc_3 Loc_4 Menu items used to enable or lock out (hide) other menu items. Loc 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.”

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
ConFIG Configuration	0000 Display mode	6 Remote display (H, K, L commands) 7 Single-value remote display 8 Show 1 st string value, slaved to another meter 9 Show 2 nd string value, slaved to another meter A Show 3 rd string value, slaved to another meter B Show 4 th string value, slaved to another meter C Custom Start, Stop, Skip, Show characters
ti_Out Time-out	000.00 000.00 000.00 000.00 000.00 Select digit to flash.	Select 0 thru 9 for flashing digit to set time-out in seconds. Decimal point location is fixed for 10 ms resolution.
SEr 1	000 Baud rate Fixed parameters: No parity, 8 data bits, 1 stop bit	0 300 baud 1 600 baud 2 1200 baud 3 2400 baud 4 4800 baud 5 9600 baud 6 19200 baud
SEr 2	0000 Meter address	Select 0 thru F for addresses 1 thru 15. Select 0. thru F. (with decimal point) for addresses 16 thru 31.
SEr 3	00000 RS485	0 Full duplex 1 Half duplex
SEr 4	000 Serial protocol	0 Custom ASCII 1 Modbus RTU 2 Modbus ASCII
	000 Parity	0 None 1 Odd 2 Even
Addr	000 000 000 Modbus address	158 Select 0 through 9 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.

 Press Alarms	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
3950.00 Press < (Alarms) to display Alarm 1 setpoint.	3950.00 Current setpoint 1 value blinks, and Alarm 1 LED indicator lights. Press > to select a digit, which will blink.	3050.00 To change setpoint 1 value, press ^ to change selected blinking digits.
3950.00 Press < (Alarms) to display Alarm 2 setpoint.	3950.00 Current setpoint 2 value blinks, and Alarm 2 LED indicator lights. Press > to select a digit, which will blink.	3050.00 To change setpoint 2 value, press ^ to change selected blinking digits.
3950.00 Press < (Alarms) to display Alarm 3 setpoint.	3950.00 Current setpoint 3 value blinks, and Alarm 3 LED indicator lights. Press > to select a digit, which will blink.	3050.00 To change setpoint 3 value, press ^ to change selected blinking digits.
3950.00 Press < (Alarms) to display Alarm 4 setpoint.	3950.00 Current setpoint 4 value blinks, and Alarm 4 LED indicator lights. Press > to select a digit, which will blink.	3050.00 To change setpoint 4 value, press ^ to change selected blinking digits.
3000.24 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.”

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key	
Source Source to compare to setpoint	0000 Setpoint 1 compared to:	1 Filtered item 1 Item #1	2 Item #2 3 Item #3
	0000 Setpoint 2 compared to:	1 Filtered item 1 Item #1	2 Item #2 3 Item #3
	0000 Setpoint 3 compared to:	1 Filtered item 1 Item #1	2 Item #2 3 Item #3
	0000 Setpoint 4 compared to:	1 Filtered item 1 Item #1	2 Item #2 3 Item #3
AL SEt Alarm Setup for relays 1 & 2 if detected. Press > until <i>ALSEt</i> is displayed.	00000 Relay state when alarm is active	0 Relay 1 on 1 Relay 1 off 2 Relay 1 on 3 Relay 1 off	Relay 2 on Relay 2 on Relay 2 off Relay 2 off
	00000 Alarm latching or non-latching (auto reset) (see Glossary)	0 AL1 auto reset 1 AL1 latching 2 AL1 auto reset 3 AL1 latching	AL2 auto reset AL2 auto reset AL2 latching AL2 latching
	00000 Alarm operates at and above setpoint (active high) or at and below setpoint (active low). (see Glossary)	0 AL1 active high 1 AL1 active low 2 AL1 disabled 3 AL1 active high 4 AL1 active low 5 AL1 disabled 6 AL1 active high 7 AL1 active low 8 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
	00000 Hysteresis mode or band deviation mode (see Glossary)	0 AL1 band deviation 1 AL1 hysteresis 2 AL1 band deviation 3 AL1 hysteresis 4 No deviation or hysteresis on menu.	AL2 band deviation AL2 band deviation AL2 hysteresis AL2 hysteresis
	00000 Number of consecutive readings in alarm zone to cause an alarm	0 After 1 reading 1 After 2 readings 2 After 4 readings 3 After 8 readings	4 After 16 readings 5 After 32 readings 6 After 64 readings 7 After 128 readings

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
ALS 34 Alarm Setup for relays 3 & 4 if detected.	00000 Relay state when alarm is active.	0 Relay 3 on Relay 4 on 1 Relay 3 off Relay 4 on 2 Relay 3 on Relay 4 off 3 Relay 3 off Relay 4 off
	00000 Alarm latching or non-latching (auto reset). (see Glossary)	0 Alarm 3 auto reset Alarm 4 auto reset 1 Alarm 3 latching Alarm 4 auto reset 2 Alarm 3 auto reset Alarm 4 latching 3 Alarm 3 latching Alarm 4 latching
	00000 Alarm operates at and above setpoint (active high) or at and below setpoint (active low). (see Glossary)	0 AL3 active high AL4 active high 1 AL3 active low AL4 active high 2 AL3 disabled AL4 active high 3 AL3 active high AL4 active low 4 AL3 active low AL4 active low 5 AL3 disabled AL4 active low 6 AL3 active high AL4 disabled 7 AL3 active low AL4 disabled 8 AL3 disabled AL4 disabled
	00000 Hysteresis mode or band deviation mode (see Glossary)	0 AL3 band deviation AL4 band deviation 1 AL3 hysteresis AL4 band deviation 2 AL3 band deviation AL4 hysteresis 3 AL3 hysteresis AL4 hysteresis
	00000 Number of consecutive readings in alarm zone to cause an alarm.	0 After 1 reading 4 After 16 readings 1 After 2 readings 5 After 32 readings 2 After 4 readings 6 After 64 readings 3 After 8 readings 7 After 128 reading
 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
dEUn1H Alarm 1 hysteresis	0.00000 0.00000 0.00000	Select 9 thru 9 for flashing first digit, 0 thru 9 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.
DEUn2H Alarm 2 hysteresis	0.00000 0.00000 0.00000	
DEUn1b Alarm 1 band deviation	Select digit to flash	
DEUn2b Alarm 2 band deviation		
dEUn3H Alarm 3 hysteresis		
DEUn4H Alarm 4 hysteresis		
DEUn3b Alarm 3 band deviation		
DEUn4b Alarm 4 band deviation		

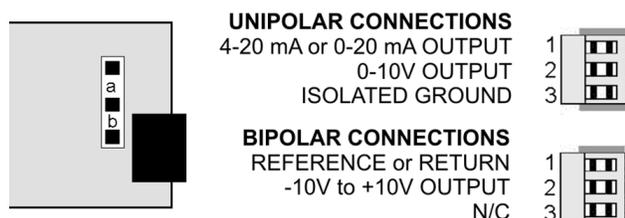
* See Glossary for explanation of item.

14. SINGLE & DUAL ANALOG OUTPUT OPTIONS

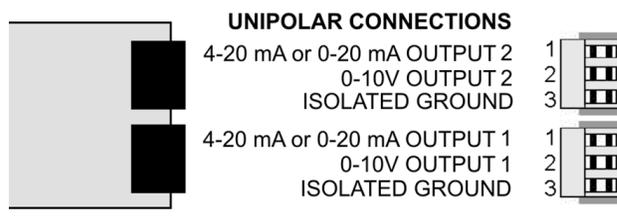
Two versions of an analog board may be installed in the meter at rear panel jack position J4, adjacent to the signal conditioner board. Once installed, this board is recognized by the meter, which will bring up the appropriate menu items for it. These will not be brought up if an analog output board 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
An_SEt Analog Output Setup. Press > until AnSEt is displayed.	00 Calibration output selection.	0 0-20 mA current output 1 0-10V voltage output 2 4-20 mA current output 3 -10V to+10V voltage output
	00 Analog output source.	0 Filtered item 2 Item 2 1 Item 1 3 Item 3
An_Lo Low displayed value for -10V, 0V, 0 mA, or 4 mA	0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 Select digit to flash	Select 0 thru 9 for flashing digit.
An_Hi High displayed value for 10V or 20 mA output	0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 Select digit to flash	Select 0 thru 9 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
An_SEt Analog Output Setup. Press > until <i>AnSEt</i> is displayed.	0000 Scaling of analog output 2	0 0-20 mA current output 1 0-10V voltage output 2 4-20 mA current output
	0000 Source of analog output 2	0 Filtered item 2 Item 2 1 Item 1 3 Item 3
	0000 Scaling of analog output 1	0 0-20 mA current output 1 0-10V voltage output 2 4-20 mA current output
	0000 Source of analog output 1	0 Filtered item 2 Item 2 1 Item 1 3 Item 3
An_Lo1 Low displayed value for 0V, 0 mA, or 4 mA output	0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 Select digit to flash	Select 0 thru 9 for flashing digit.
An_Hi1 High displayed value for 10V or 20 mA output	0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 Select digit to flash	Select 0 thru 9 for flashing digit. dEC.Pt1 selection.
An_Lo2 Low displayed value for 0V, 0 mA, or 4 mA output	0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 Select digit to flash	Select 0 thru 9 for flashing digit.
An_Hi2 High displayed value for 10V or 20 mA output	0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 0.00000 Select digit to flash	Select 0 thru 9 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.

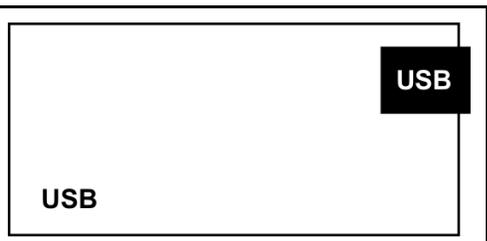
A **USB-to-RS485 converter board** or an **Ethernet-to-RS485 converter board** allows a meter to be interfaced to a computer and be the device server for a network of up to 31 other meters on an RS485 bus, while itself retaining all capabilities of a meter. The remote meters need to be equipped with 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.

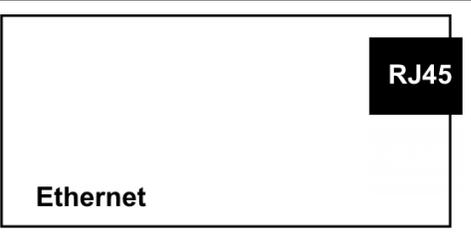
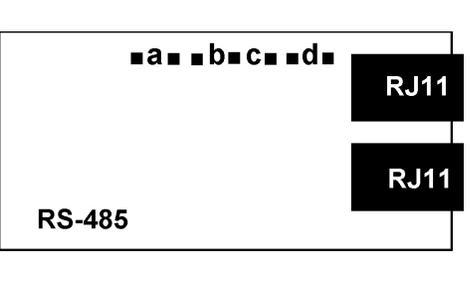
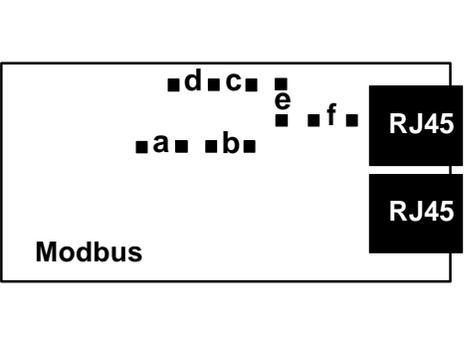
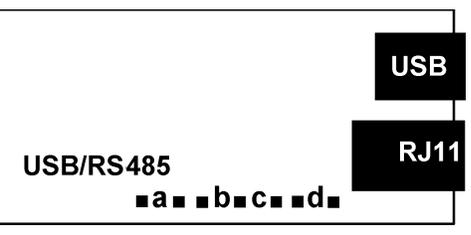
Use 6-wire, straight-through data cables, not 4-wire telephone cables or crossover cables, all the way from the device server to the last device on the RS485 bus. Connect ATX to ATX, BTX to BTX, etc., with no crossover as you go from device to device.

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>USB Board</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>Basic Ethernet Board No jumpers needed.</p>	
<p>RS232 Board e - Normal operation. f - Slave display to RS232 from another meter. g - Pull-up resistor on RTS line. Note: Board is shipped with jumpers e and g installed</p>	
<p>RS485 Board, Full Duplex Operation b & d - Installed on last meter in long cable run. RS485 Board, Half Duplex a & c - Installed for half duplex operation. d - Installed on last meter in line with long cable runs. Note: Board is shipped with no jumpers installed.</p>	
<p>RS485-Modbus Board, Full Duplex Operation b & e - Bias jumpers should be installed on 1 board. a & d - Installed on last meter in long cable run. RS485-Modbus Board, Half Duplex Operation b & e - bias jumpers installed on 1 board. c & f - installed for half duplex operation. a - installed on last meter in line with long cable runs. Note: Board is shipped with no jumpers installed.</p>	
<p>Ethernet-to-RS485 Converter Board & USB-to-RS485 Converter Board Full Duplex Operation No jumpers for short cable runs. Add b & d for long cable runs. Half Duplex Operation 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.”

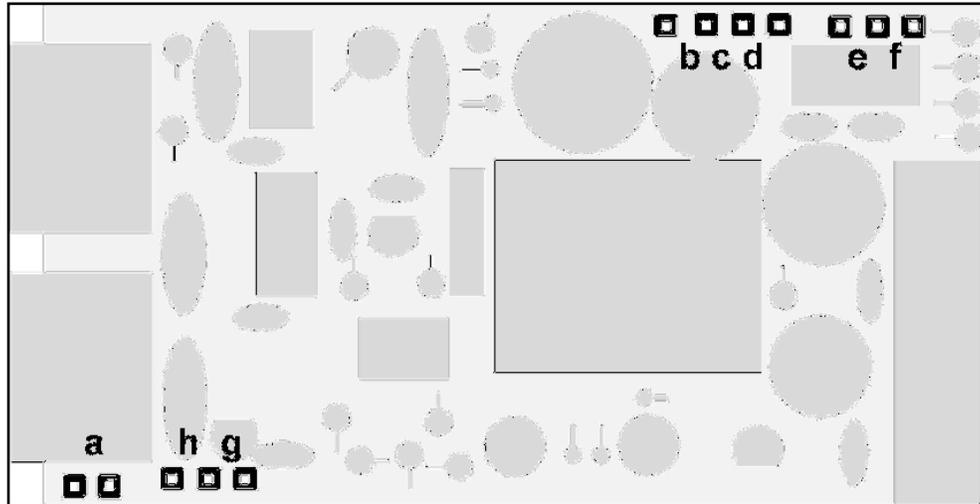
 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
Ser 1 Serial Setup 1. Press  until <i>Ser 1</i> is displayed. <u>Fixed Parameters</u> No parity 8 data bits 1 stop bit	<u>000</u> Output filtering	<u>0</u> Send unfiltered signal <u>1</u> Send filtered signal
	<u>000</u> Baud rate	<u>0</u> 300 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
Ser 2 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.
Ser 3 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

 Press Menu	 Press Digit Select Key	 Press Value Select Key
	<u>00000</u> Data sent in continuous mode	0 All Active Items 1 Item #1 only 2 Item #2 only (if active) 3 Item #3 only (if active) 4 Peak only 5 Displayed Item 6 Valley only 7 All Active Items + Peak + Valley
Ser 4 Serial Setup 4	<u>000</u> Modbus* ASCII gap timeout	0 1 sec 1 3 sec 2 5 sec 3 10 sec
	<u>000</u> Serial protocol	0 Custom ASCII* 1 Modbus* RTU 2 Modbus* ASCII
	<u>000</u> Parity	0 None 1 Odd 2 Even
Addr Modbus Address	<u>000</u> <u>000</u> <u>000</u> Select digit to flash.	158 Select 0 thru 9 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, d, e	<table style="margin: auto;"> <tr> <td style="text-align: center;">b</td> <td style="text-align: center;">d</td> <td style="text-align: center;">e</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">■</td> <td style="text-align: center;">■</td> <td style="text-align: center;">■</td> </tr> </table>	b	d	e	■	■	■
b	d	e						
■	■	■						
10 Vdc \pm 5%, 120 mA max	b, d, f	<table style="margin: auto;"> <tr> <td style="text-align: center;">b</td> <td style="text-align: center;">d</td> <td style="text-align: center;">f</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">■</td> <td style="text-align: center;">■</td> <td style="text-align: center;">■</td> </tr> </table>	b	d	f	■	■	■
b	d	f						
■	■	■						
24 Vdc \pm 5%, 50 mA max	c	<table style="margin: auto;"> <tr> <td style="text-align: center;">c</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">■</td> </tr> </table>	c	■				
c								
■								

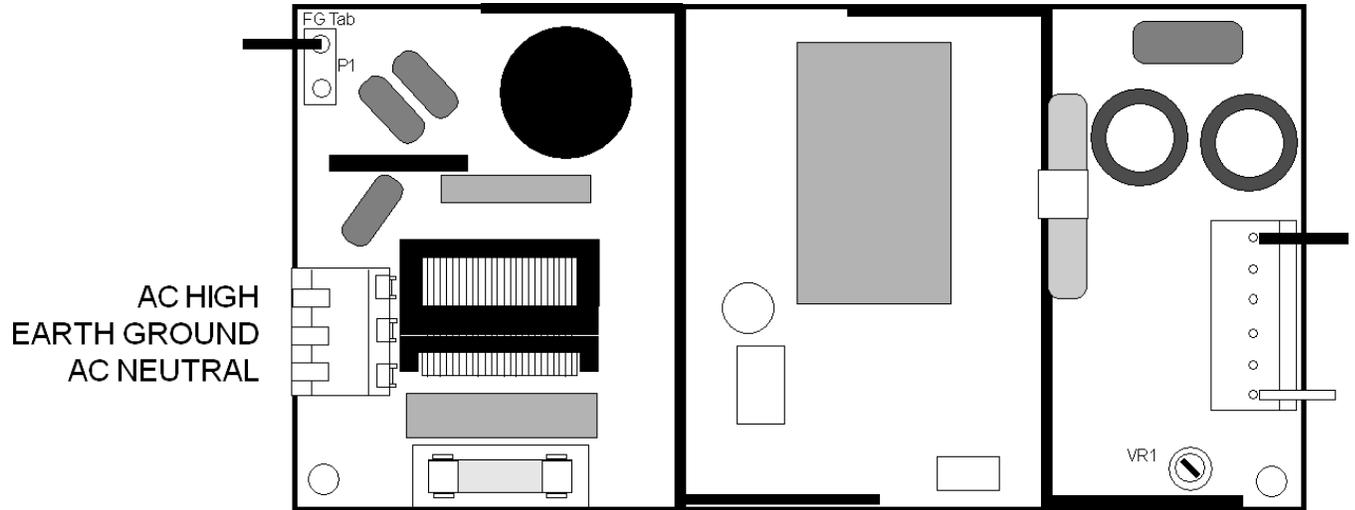
SELECTION OF OTHER JUMPERS

- 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

Meter Reset	Logical 0: 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.
Function Reset	Logical 0: 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.
Peak Display	Logical 0: The peak value of the filterable item is displayed. Logical 1: The present value the selected item is displayed.
Hold	Logical 0: 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. Logical 1: The display and outputs are updated normally.
External Gate	Logical 0: The gate time starts when input goes low and ends when gate time goes high. Logical 1: 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.
Display Blank	Logical 0: The display and indicator lights are blanked. Logical 1: The display and indicator lights are lit.
Display Item 2 & Item 3	Inputs A & B Logical 0 or 1: Item displayed. Input A Logical 0 & Input B Logical 1: Item 2 displayed. Input B Logical 0 & Input A Logical 1: 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.

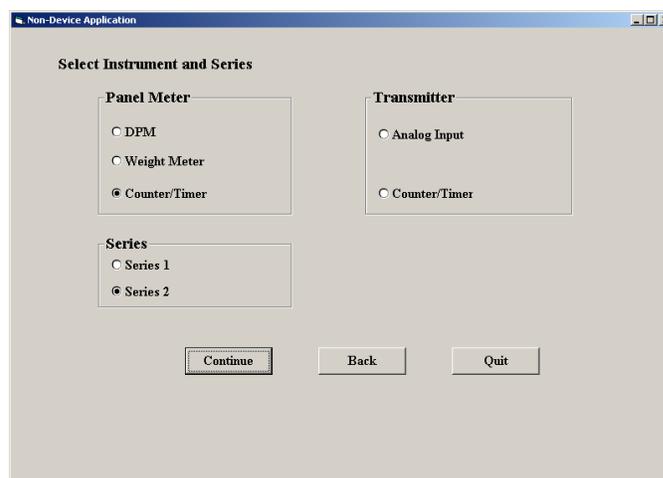
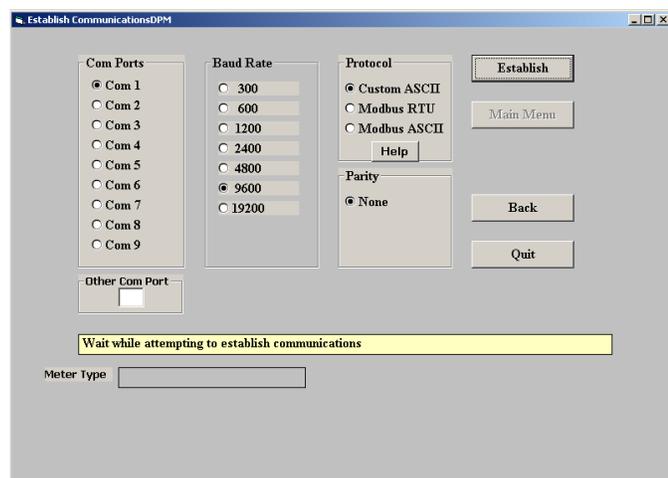
PREREQUISITES FOR CONNECTED USE

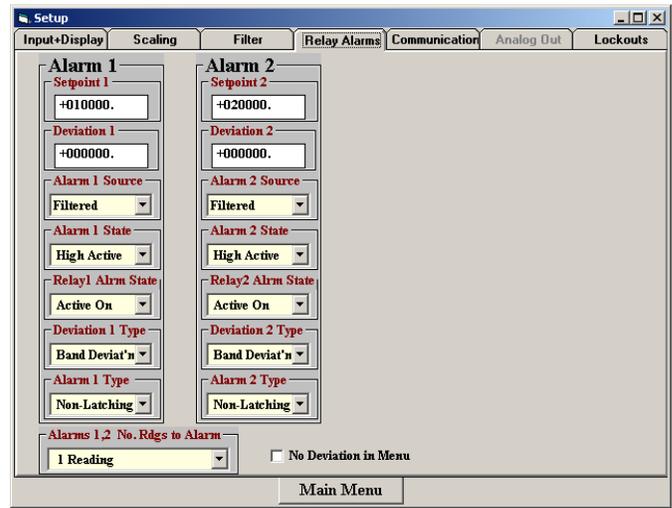
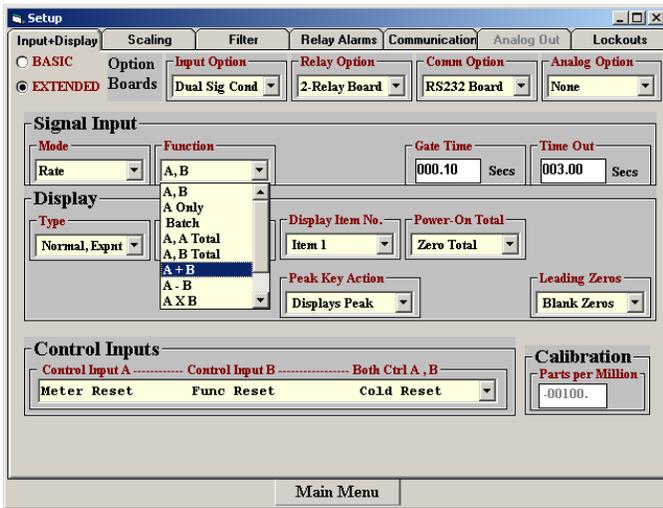
- 1) PC with available RS232 com port.
- 2) Meter to be set up.
- 3) RS232 board in meter. This board can be used for setup, then be removed.
- 4) RJ11-to-DB9 RS232 cable to connect meter and PC (see Section 1, Ordering Guide).
- 5) *Instrument Setup* software.



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*.





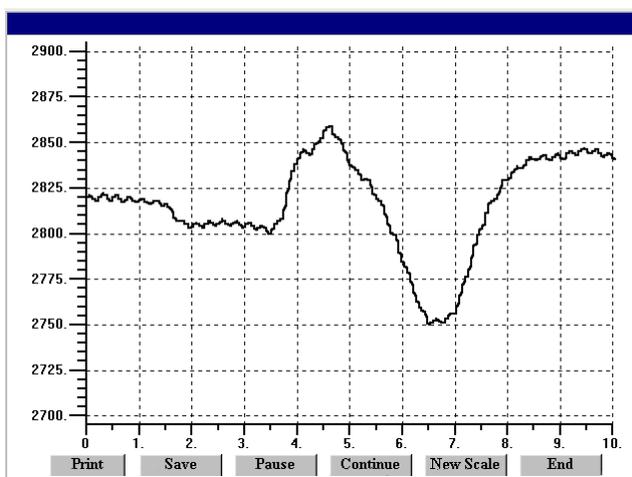
SETUP OF CONNECTED METER

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.

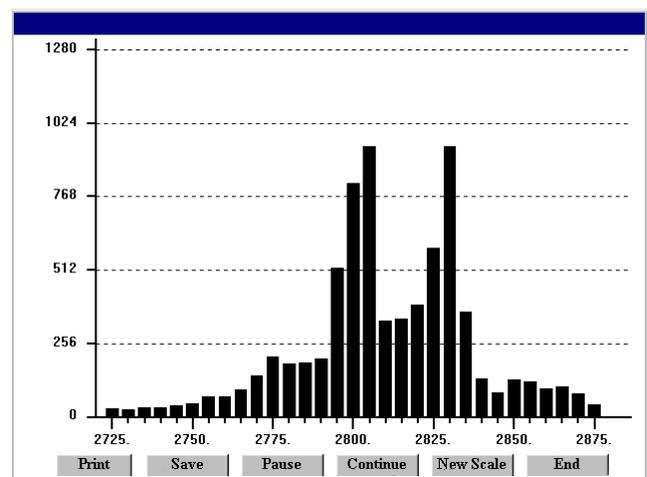
You will find that *Instrument Setup* software is very user friendly, with separate tab-selectable windows for *Input+Display*, *Scaling*, *Filter*, *Relay Alarms*, *Communications*, *Analog Out*, and *Lockouts*. If the required hardware, such as the analog output board, is not sensed, the corresponding 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.

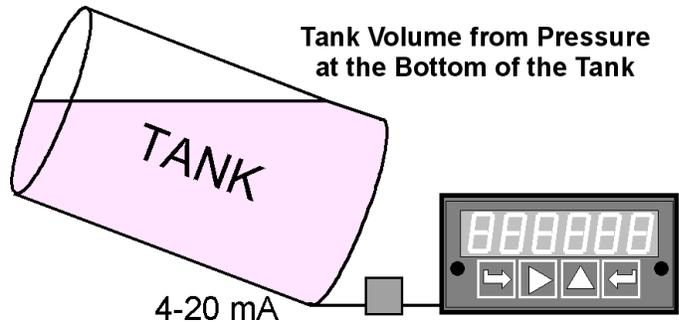
Click on *Print* for a hardcopy, which you can then use as an instruction sheet to program your meter via its front panel.

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

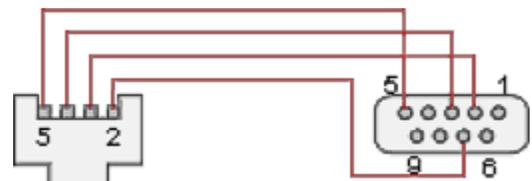
19. CUSTOM CURVE LINEARIZATION

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:

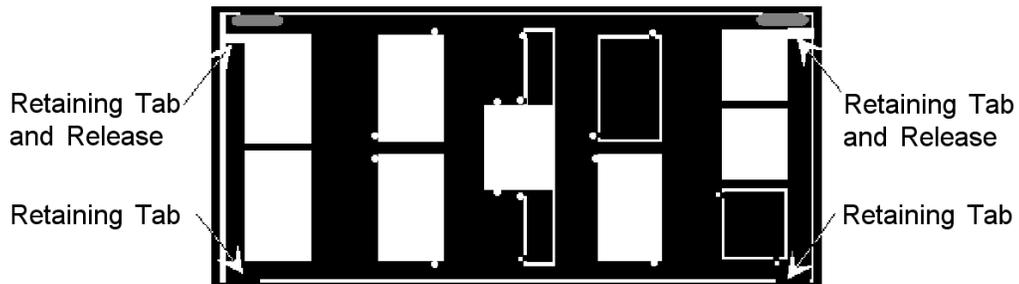
1. Set *InPut* to *rAtE* and *A* only.
2. Enter 0 in *CALib* to set initial correction to 0 PPM.
3. Set *SCALE* to -9.99999
4. Set *OFFSt1* to 999999
5. Apply a 100 kHz reference signal to channel A.
6. Enter the displayed reading in *CALib*.

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

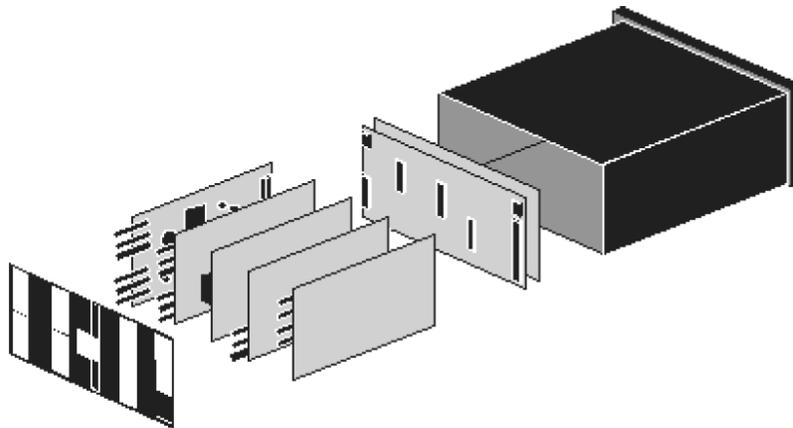
REMOVING THE REAR PANEL

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.

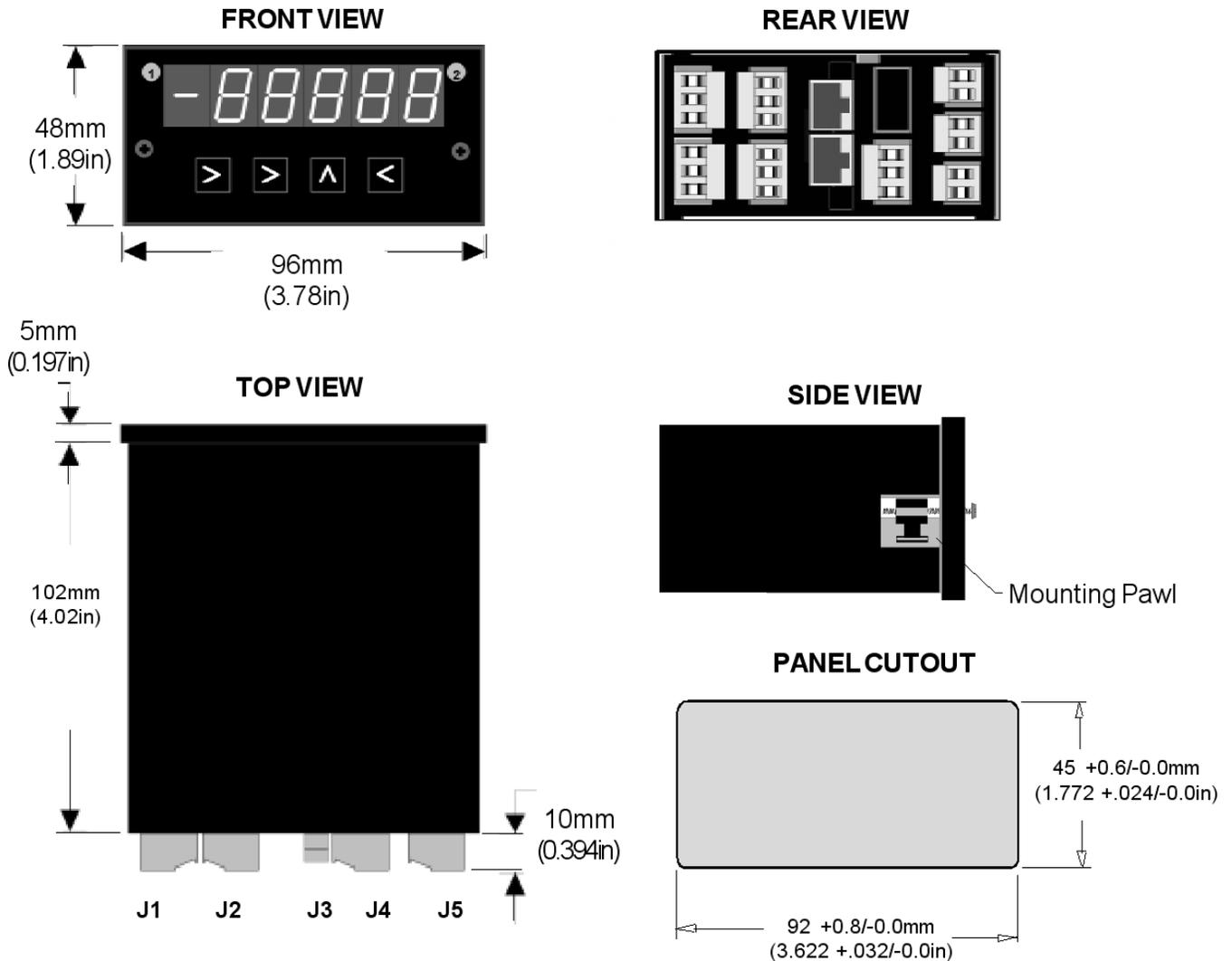


REASSEMBLING THE METER

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.

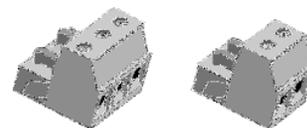
PANEL MOUNTING THE MICRO-C

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

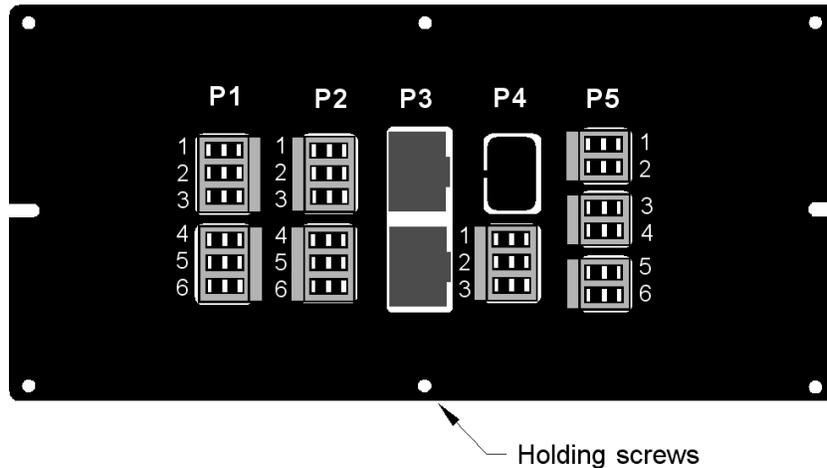
All models of the Micro Series uses UL/VDE rated screw terminals.



22. MECHANICAL ASSEMBLY & PANEL MOUNTING, MIGHTY-1C

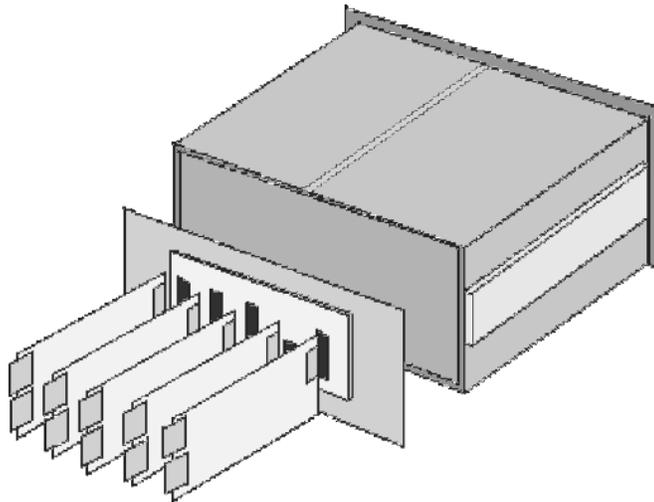
REMOVING THE REAR PANEL

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.

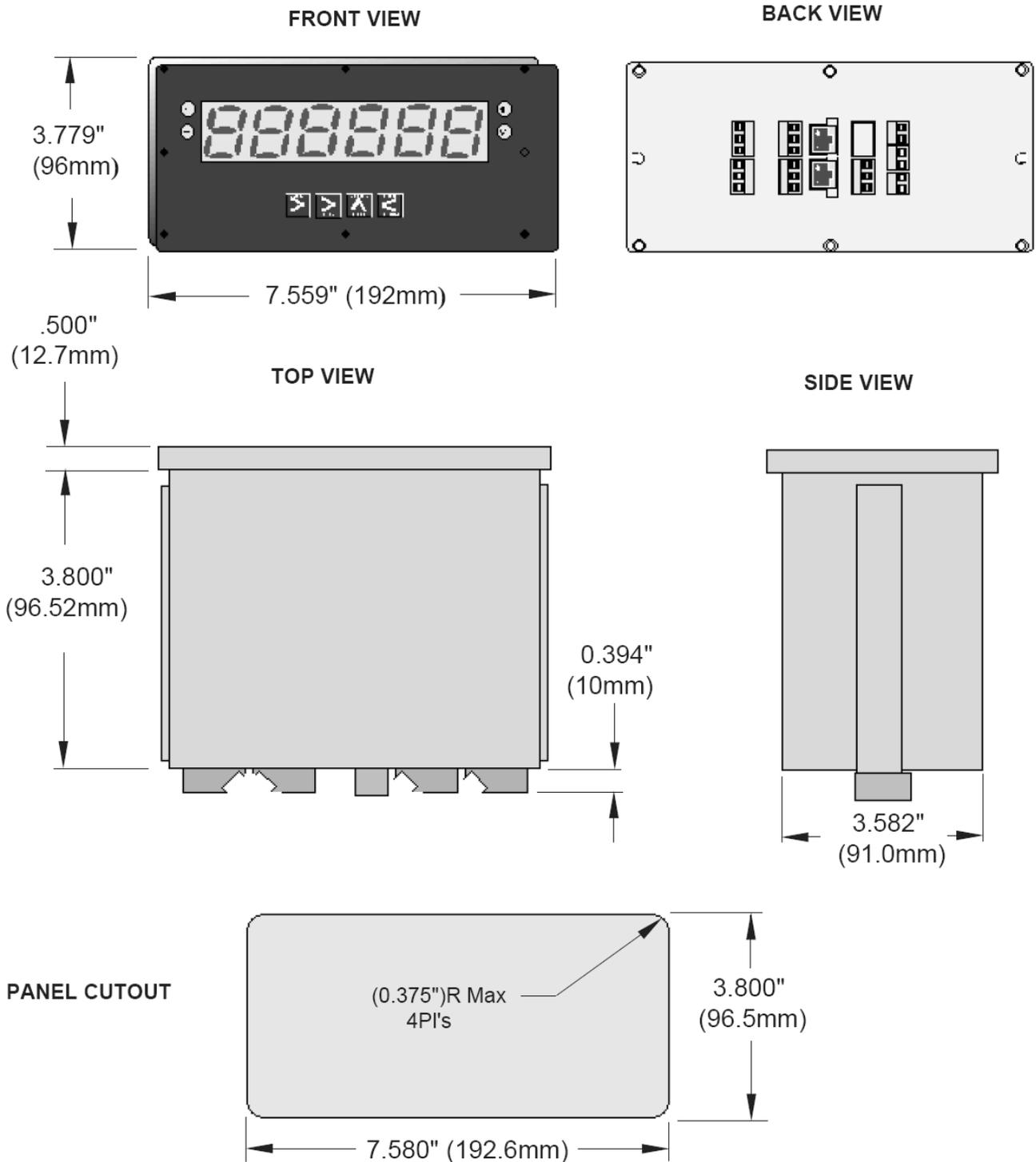


REASSEMBLING THE METER

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

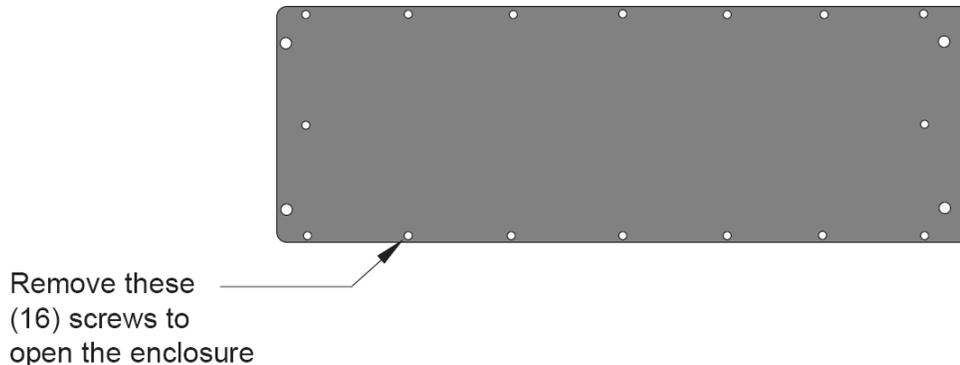
The Mighty-1C is mounted to the panel by two sliding metal plates located on each side of the case. To mount the Mighty-1C into a panel, remove the two screws from the rear of the panel that hold the sliding plates. Remove the two plates. Slide the Mighty-1C into the panel cutout, replace the two sliding 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

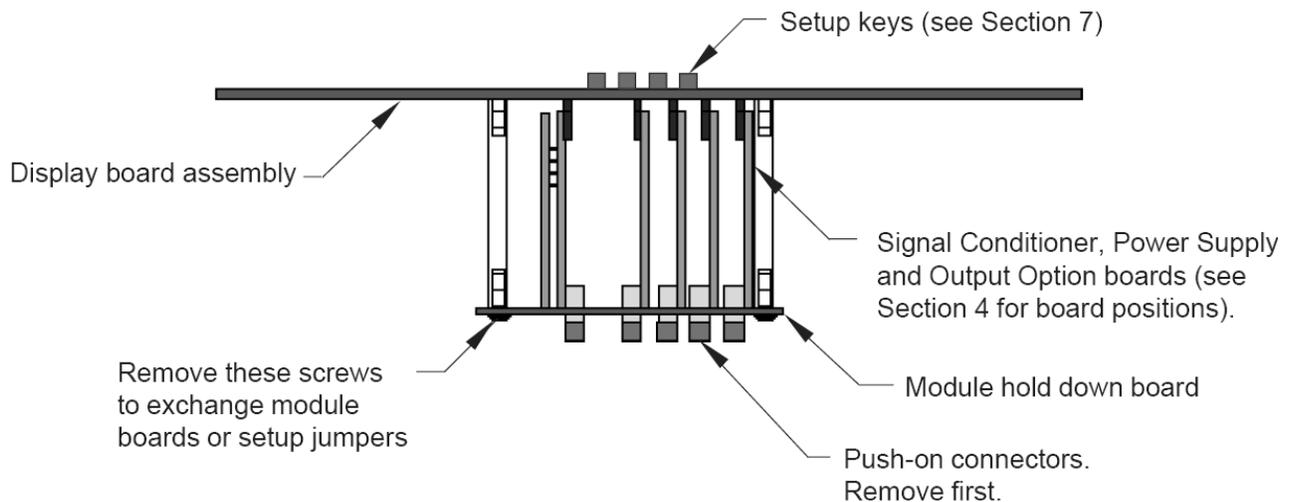
OPENING THE CASE

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.



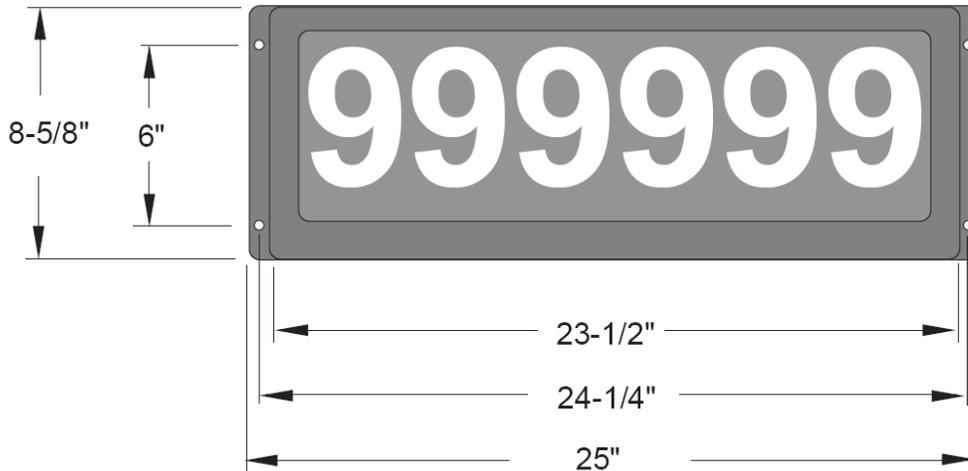
REASSEMBLING THE DISPLAY

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.

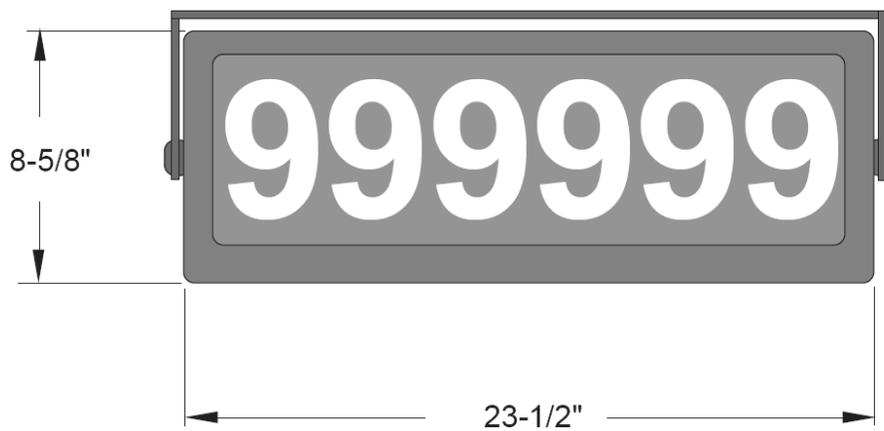
MOUNTING THE MIGHTY-5C

Depending on which mounting option was purchased, Mighty-5 displays may be mounted using the bale or the rear panel mounting holes.

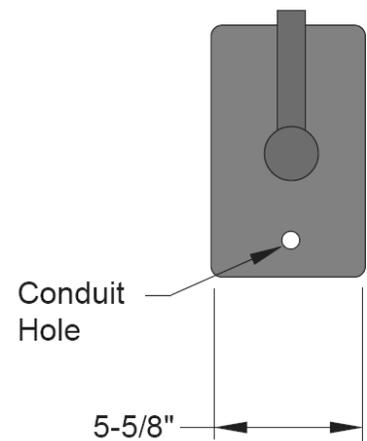
FRONT VIEW (SURFACE MOUNT OPTION)



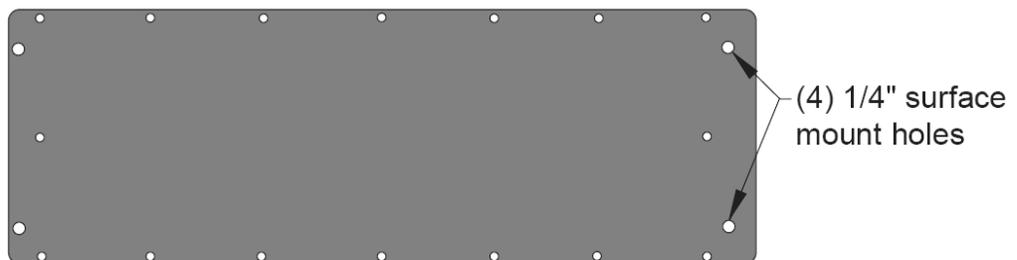
FRONT VIEW (BALE MOUNT)



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 ± 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..... ± 2 ppm
Tempco ± 1 ppm/degree C
Long-Term Drift of Crystal ± 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..... ± 15 mV to ± 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

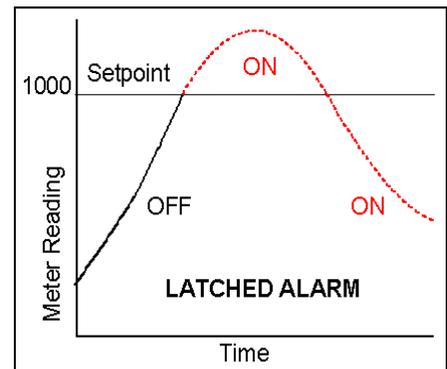
25. GLOSSARY OF TERMS

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.

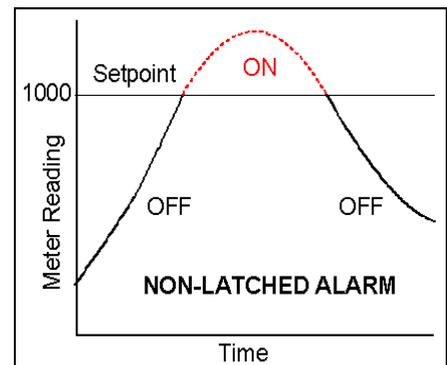
Alarm, latched

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

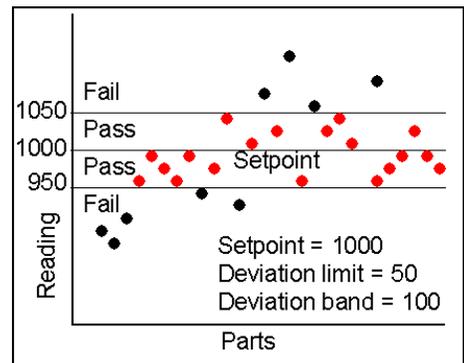
A user-specified nonlinear relationship between the input signal and displayed reading. Custom curve linearization is available with the *Extended counter*. One way to supply the data is via a text file with up to 180 data points, which is processed on a PC using furnished software and is then downloaded 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

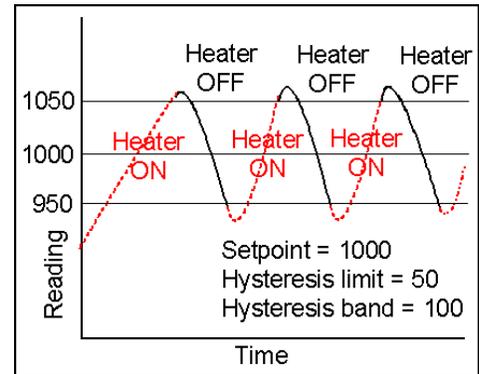
down the update rate. At very low frequencies, the update rate of the meter is controlled by the period. In totalizing mode, the gate is always open, but the gate time setting still determines the update rate of the meter. See also *Time-out* or *Time before zero output*.

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 <i>scale factor</i> 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° to +180° with resolution to 0.01°.
Process signal	An analog signal whose display requires setup of <i>scale</i> and <i>offset</i> 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° 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 <i>scale factor</i> and <i>multiplier</i> 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: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Peak and Valley Reset. Achieved by simultaneously pressing the <i>RESET</i> and <i>PEAK</i> keys. ▪ Latched Alarm Reset. Achieved by simultaneously pressing the <i>RESET</i> and <i>ALARMS</i> 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. 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.



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

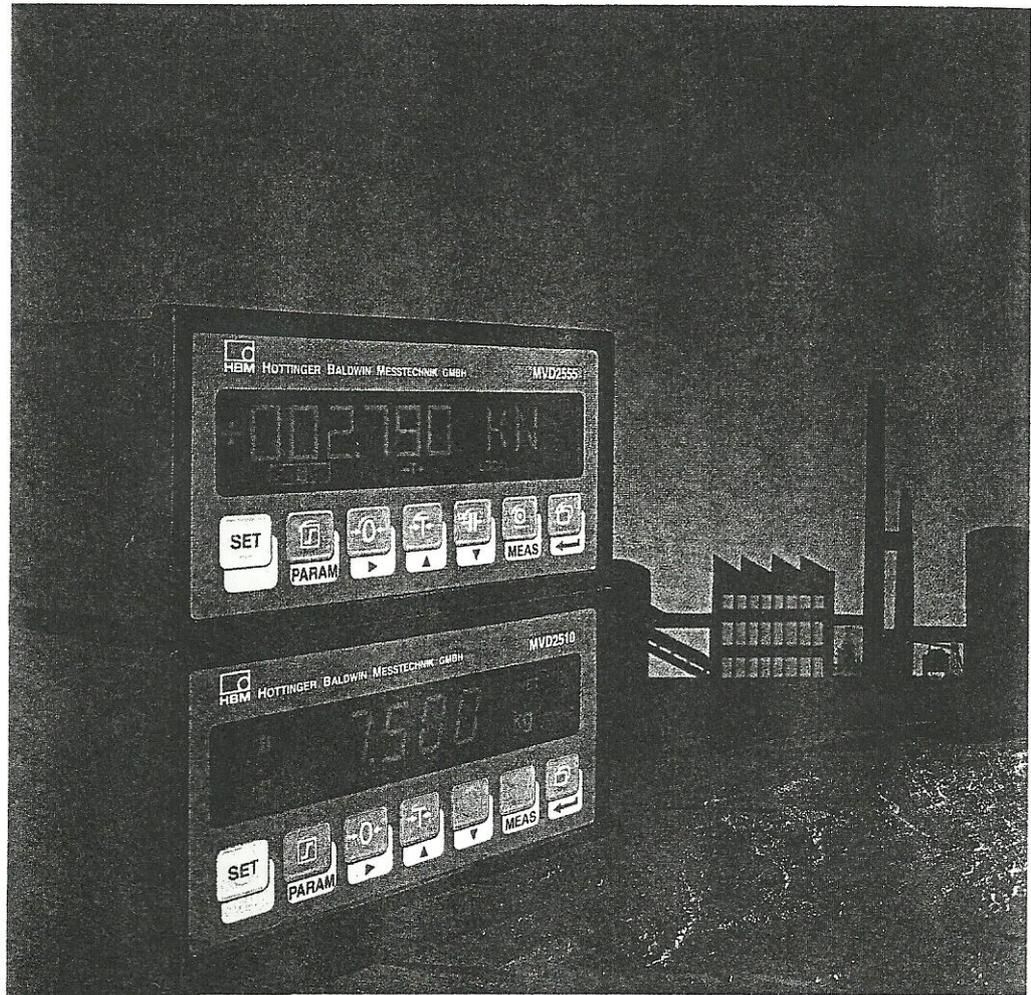
ANEXO II

FICHA TÉCNICA DE LA CÉLULA DE CARGA

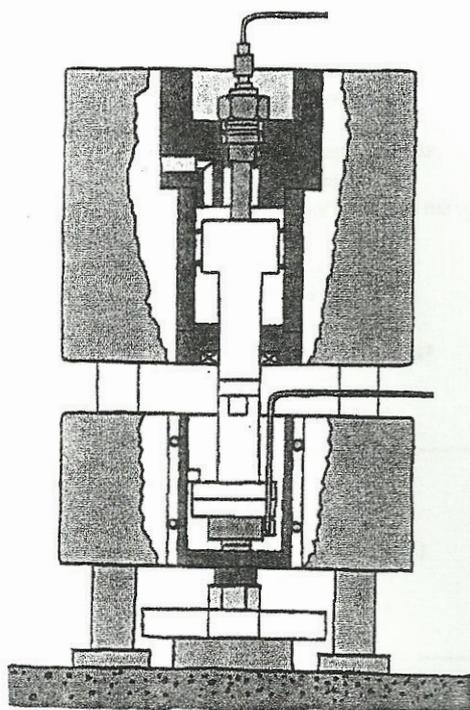


Control panel measuring amplifiers from HBM... ...always one step ahead

MVD2555, MVD2510



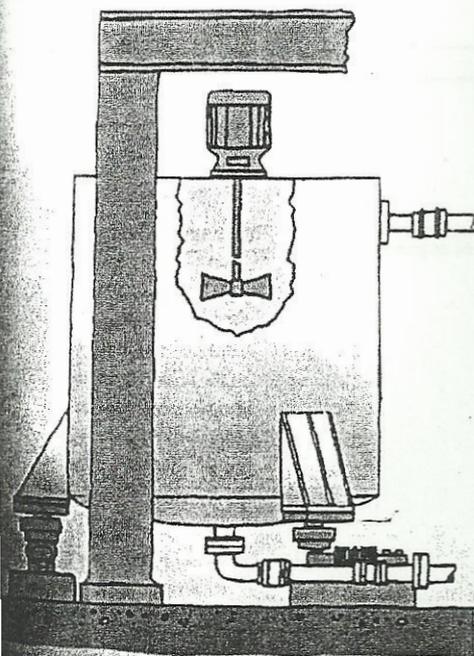
	MVD 2555	MVD 2510
Application	Process control and test rigs	Industrial weighing
Connectable transducers	Strain gauge, inductive LVDT, potentiometric, piezoresistive	Strain-gauge full bridge
Amplifier principle	Carrier frequency	DC voltage
Measuring frequency range	0.05...200Hz (16 bit)	0...5Hz (16 bit)
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 scaleable analogue output and via the serial RS-232-C interface. Freely programmable control inputs and outputs facilitate trouble-free communications with automation systems.



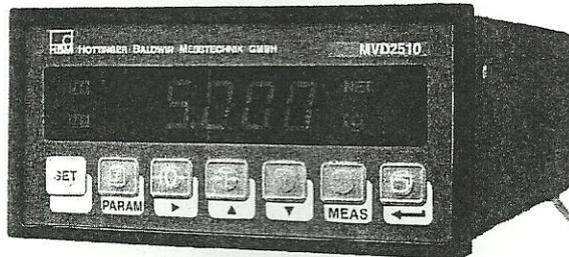
MVD 2510

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



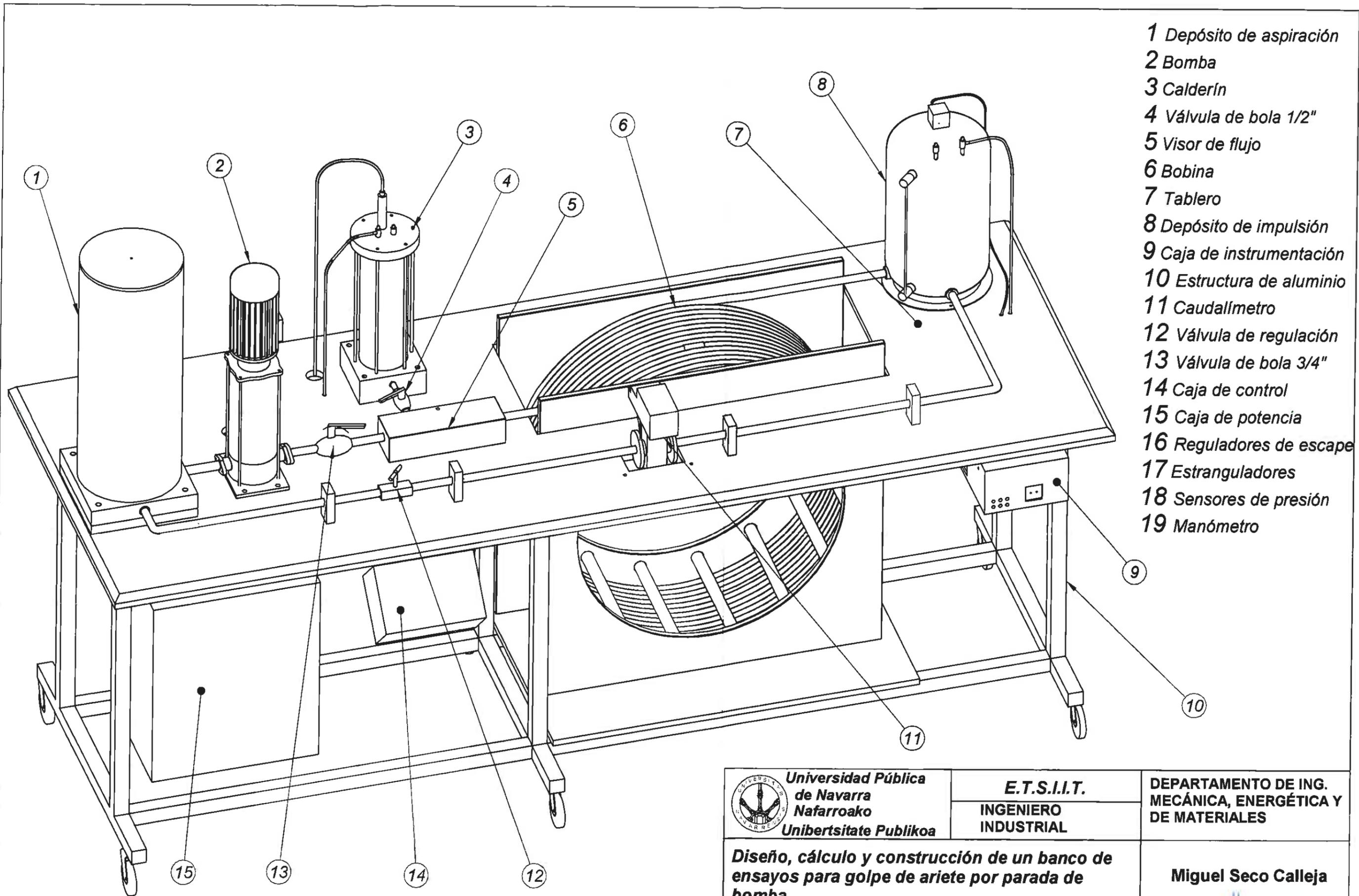
- For weighing applications, e.g. for container and silo weighing
- DC amplifier for strain-gauge full bridges from 80...5000 Ω
- Easy operation via rugged, industrial keyboard
- 4 1/2 figure LED display with various special characters
- Auto-tare function
- 2 limit switches
- Scaleable analogue output (± 10 V, ± 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_B	$\pm 2.5V$						
Transducers that can be connected								
Strain-gauge full bridges	Ω	80...5000						
Permissible cable length between transducer and amplifier	m	500						
Measuring ranges, adjust. (-1dB)	Hz	0.05...5						
Measuring range	mV/V	0.2...3.8						
Bridge balance range	mV/V	± 3.8						
Measuring frequency range								
Butterworth low pass (2nd order)		Nom. val. f_c	-1dB	-3dB	Phase del.	Rise time	Overshoot	
		(Hz)	(Hz)	(Hz)	(ms)	(ms)	(%)	
		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	$\mu V/V_{pp}$	< 0.4						
with filter	$\mu V/V_{pp}$	< 0.2						
Max. permissible comm. mode volt.	V	± 2						
Common-mode rejection	dB	> 120						
Max. permissible voltage on input	V	± 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						

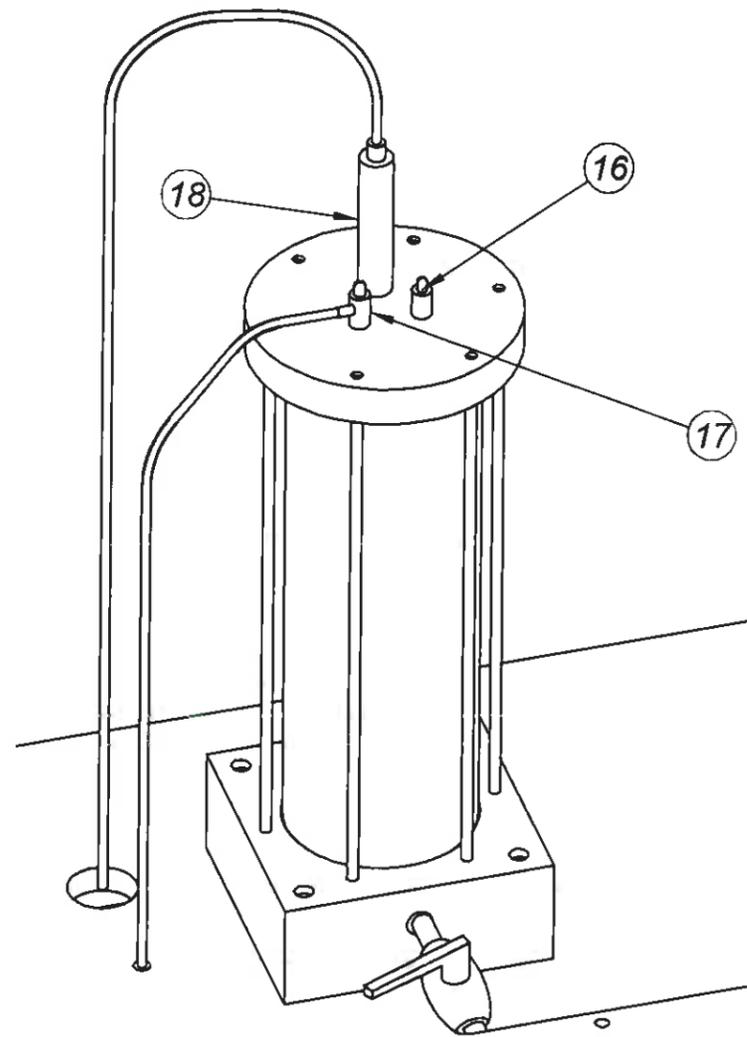
Technical Data

Type		MVD2510
Analogue output		
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 _{SS}	10, typ.
Residual carrier (300 Hz)	mV _{SS}	5
Long-term drift over 48 hours		
(After 30 minutes warm-up)	mV	< 3
Effect of 10K ambient temperature change (effect additional to digital value)		
Zero point	mV	< 5
Sensitivity	%	< 0.1
Limit switches		
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
Control outputs (Limits 1 & 2, Warning)		
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 _{eff}	350
Control inputs		
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
Parameter store (EEPROM)		1 set of data
Display		
No. of digits	mV	4 1/2 figure 7-segment display and various special characters
Digit height	mm	
Type		
Keyboard		LED display
		Membrane keyboard covering 7 key elements on the circuit board
Effect of operating voltage with changes in the stated range, ref. to full scale		
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)		153 x 72 x 212
Front panel dimensions		144 x 72
Front panel cut-out (to DIN 43 700)		138 x 68
Weight, approx.		1

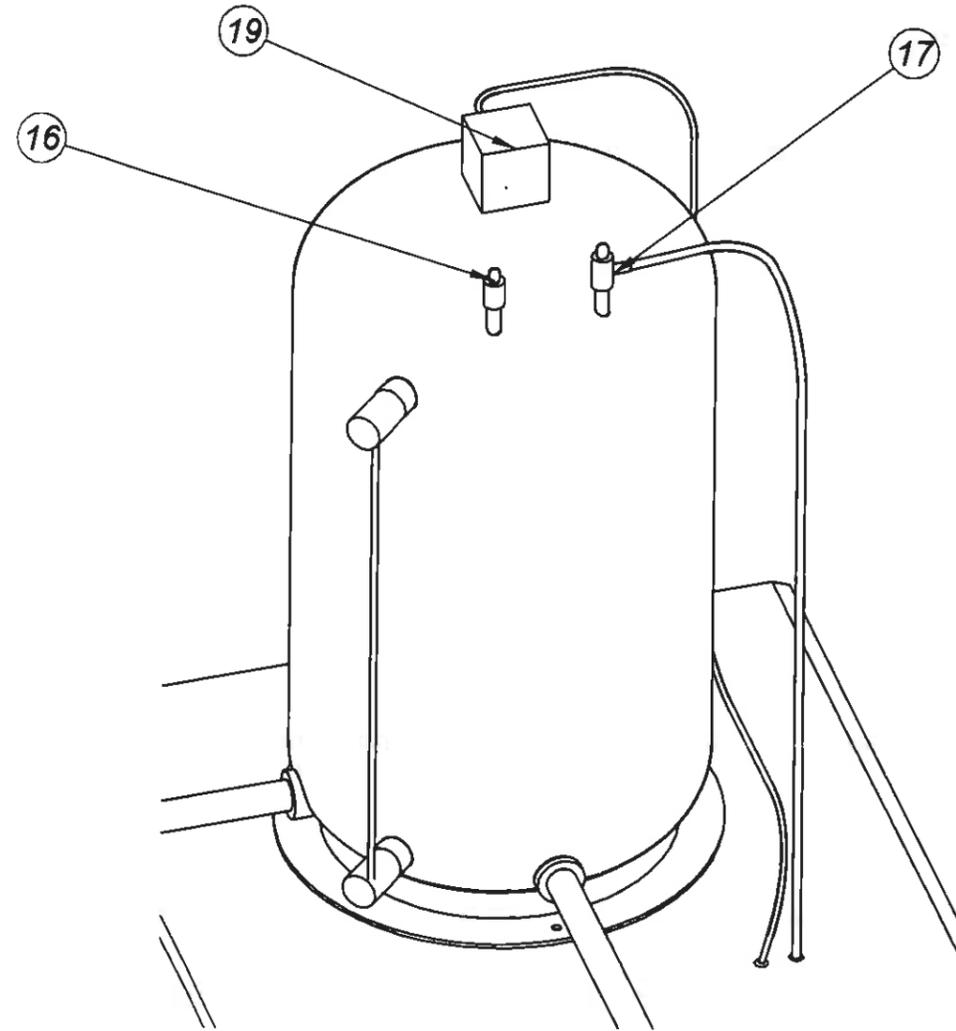


- 1 Depósito de aspiración
- 2 Bomba
- 3 Calderín
- 4 Válvula de bola 1/2"
- 5 Visor de flujo
- 6 Bobina
- 7 Tablero
- 8 Depósito de impulsión
- 9 Caja de instrumentación
- 10 Estructura de aluminio
- 11 Caudalímetro
- 12 Válvula de regulación
- 13 Válvula de bola 3/4"
- 14 Caja de control
- 15 Caja de potencia
- 16 Reguladores de escape
- 17 Estranguladores
- 18 Sensores de presión
- 19 Manómetro

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	INGENIERO INDUSTRIAL	
Diseño, cálculo y construcción de un banco de ensayos para golpe de ariete por parada de bomba		Miguel Seco Calleja
Conjunto (1)		FECHA: 15/1/02 ESCALA: 1:10 Nº PLANO: 1

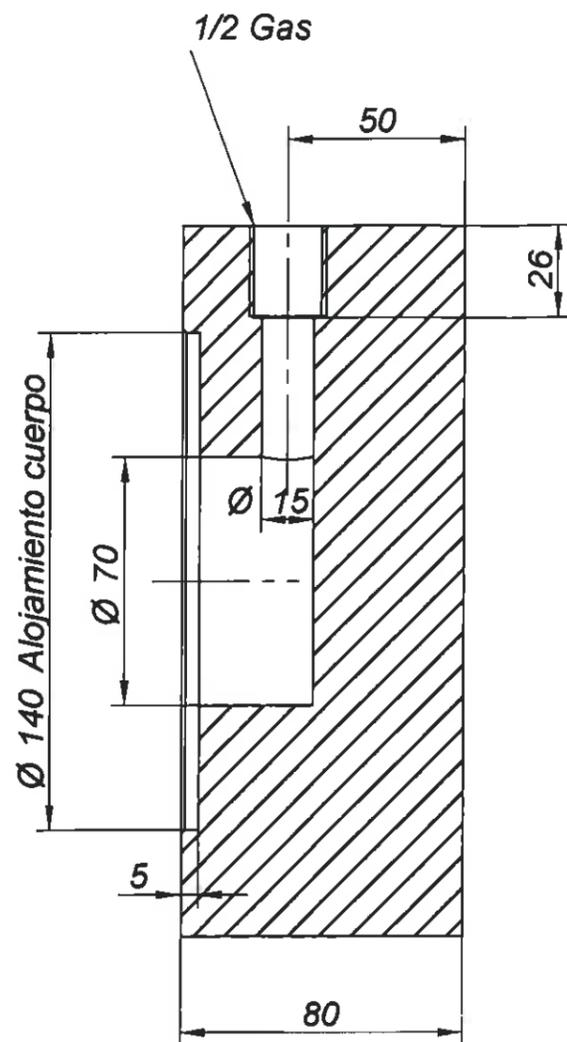


Calderín

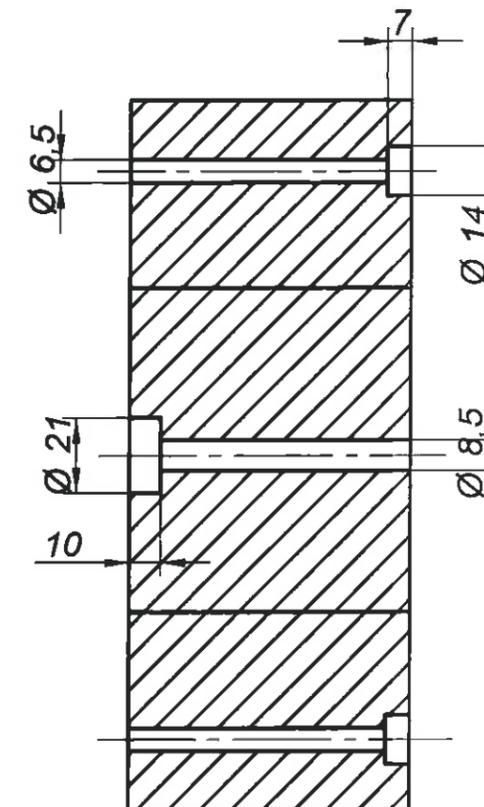
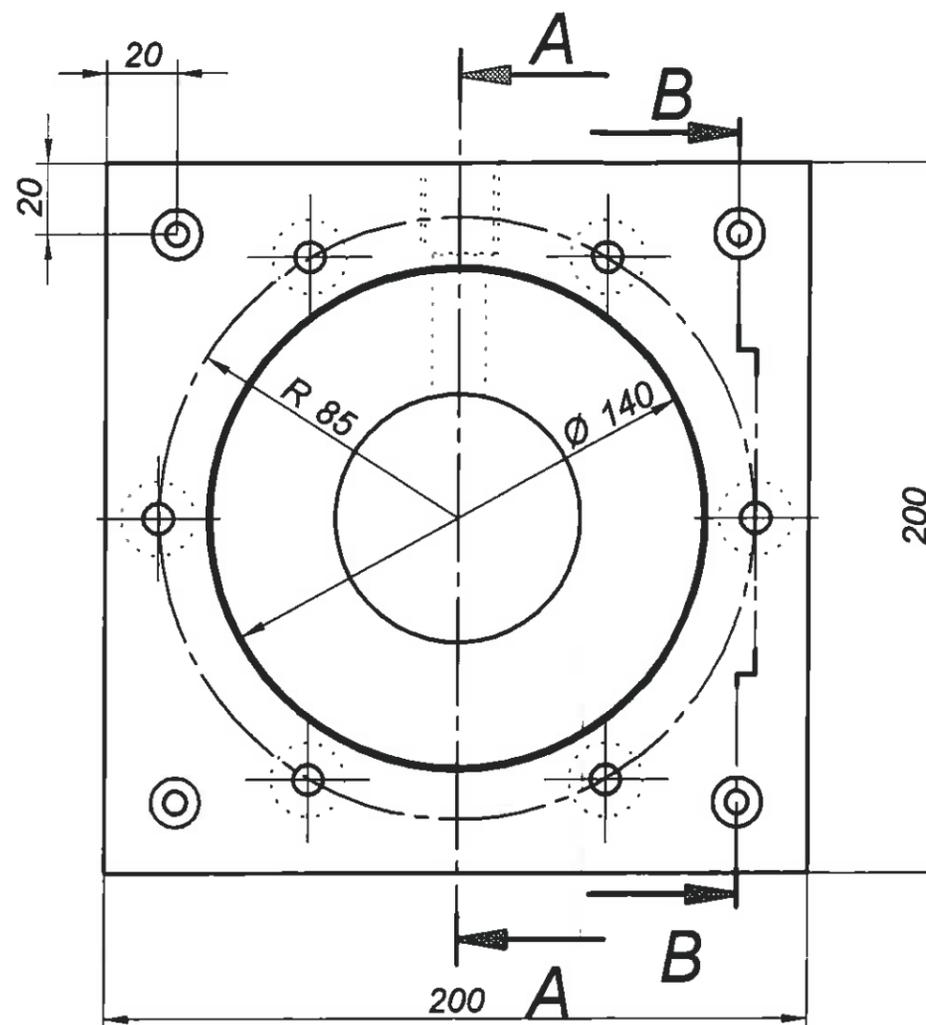


depósito de impulsión

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	INGENIERO INDUSTRIAL	
Diseño, cálculo y construcción de un banco de ensayos para golpe de ariete por parada de bomba		Miguel Seco Calleja
Conjunto (2)		FECHA: 15/1/02 ESCALA: 1:5 Nº PLANO: 2



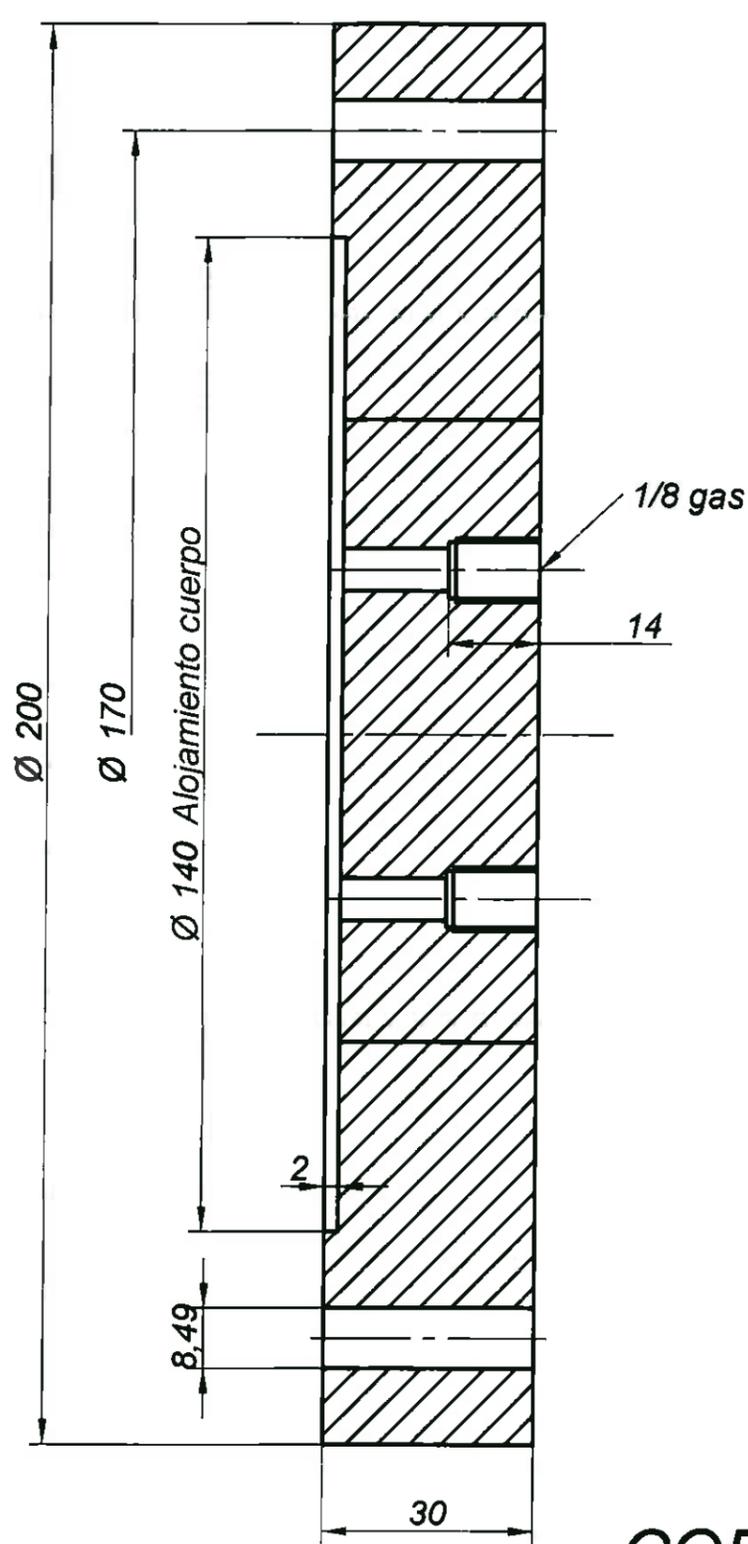
CORTE AA



CORTE BB

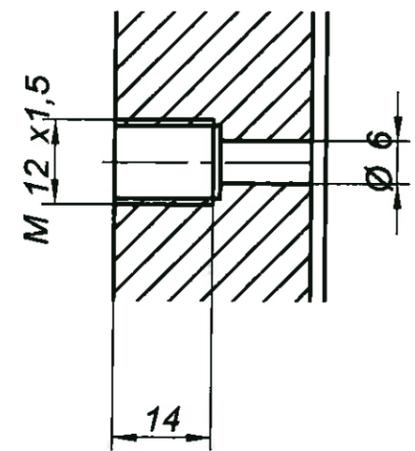
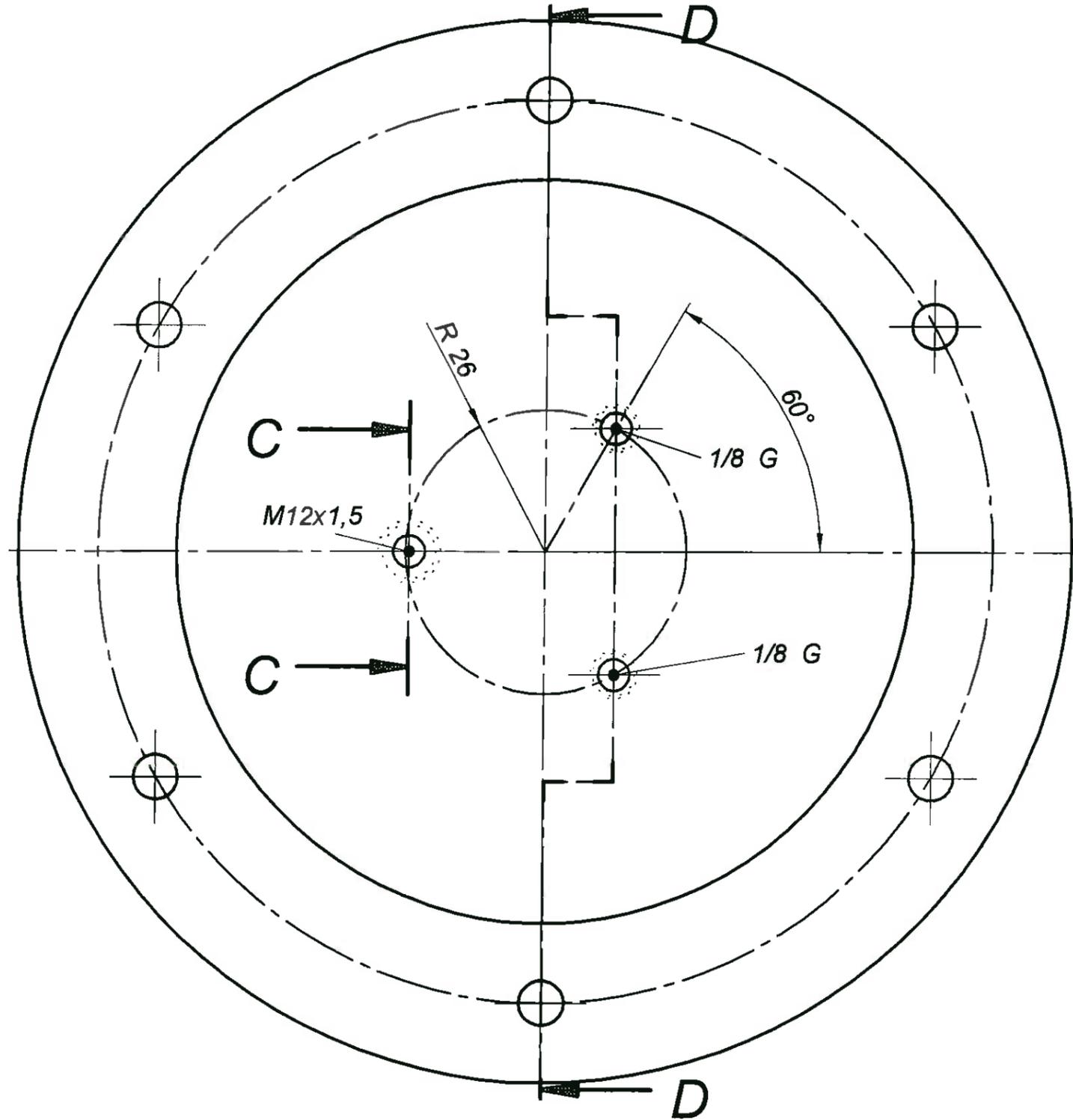
Aristas en chaflan 1x45°

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	INGENIERO INDUSTRIAL	
Diseño, cálculo y construcción de un banco de ensayos para golpe de ariete por parada de bomba		Miguel Seco Calleja
Calderín Base		FECHA: 22/1/02 ESCALA: 1:2 Nº PLANO: 6



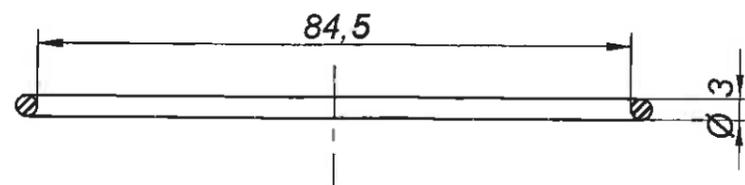
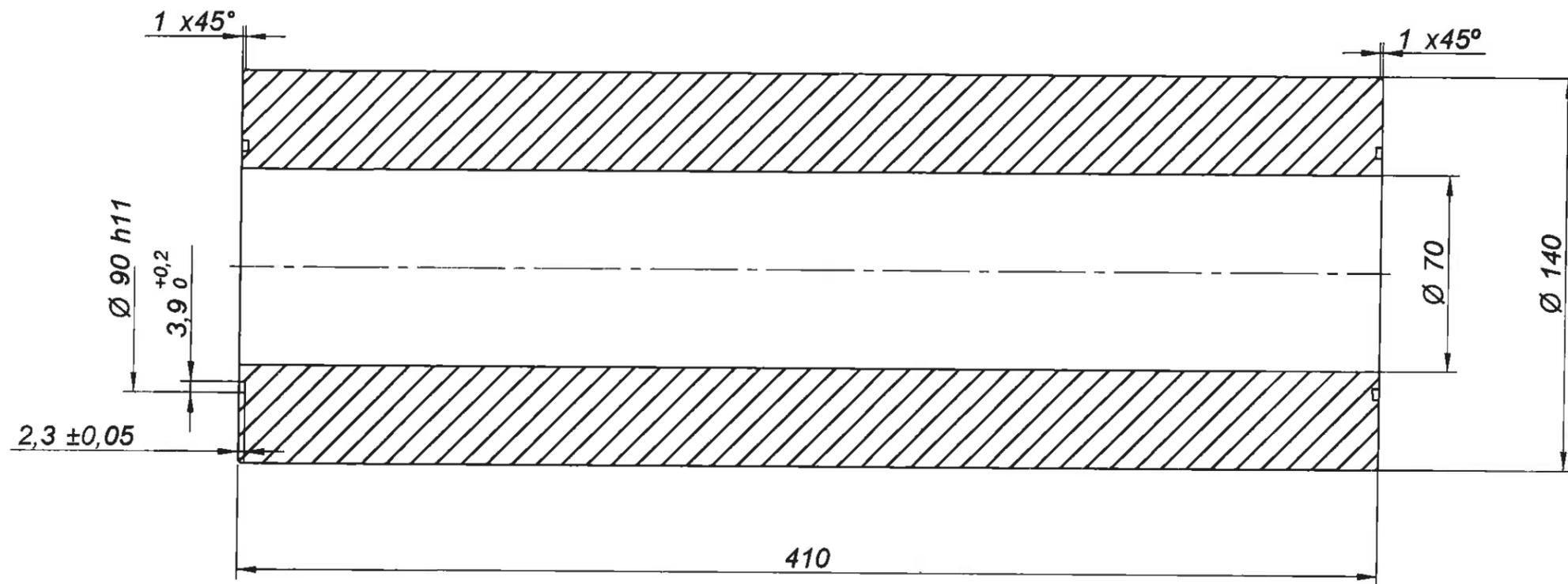
CORTE DD

Chaflanes 1x45°



CORTE CC

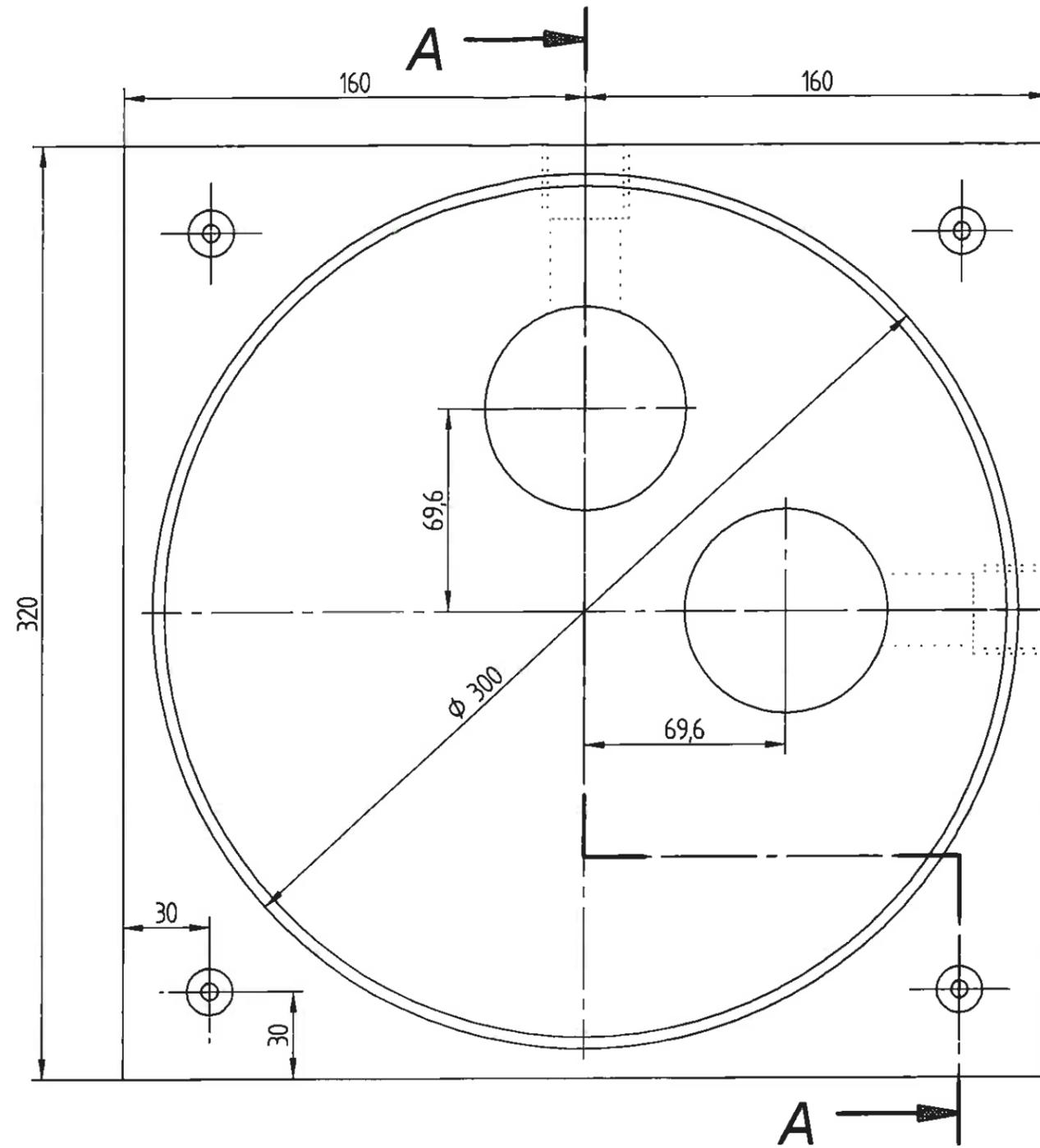
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	INGENIERO INDUSTRIAL	
Diseño, cálculo y construcción de un banco de ensayos para golpe de ariete por parada de bomba		Miguel Seco Calleja
Calderín Tapa		FECHA: 21/1/02 ESCALA: 1:1 N° PLANO: 7



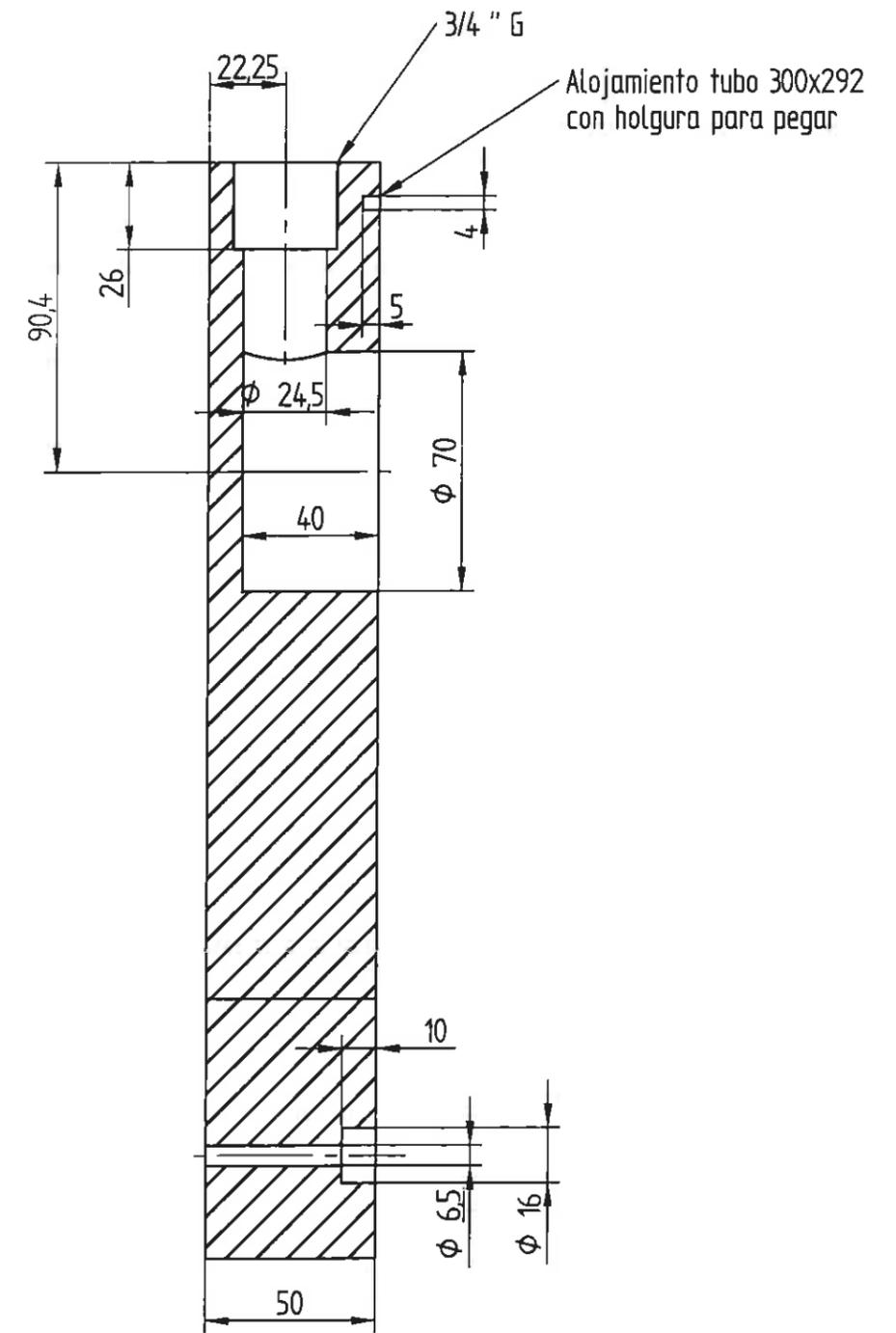
2 Juntas tóricas según norma SMS 1586
material NBR 90 Sh

(Epidor OR A 84,5-3)

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	INGENIERO INDUSTRIAL	
Diseño, cálculo y construcción de un banco de ensayos para golpe de ariete por parada de bomba		Miguel Seco Calleja
Calderín Cuerpo		FECHA: 21/1/02
		ESCALA: 1:2
		Nº PLANO: 8

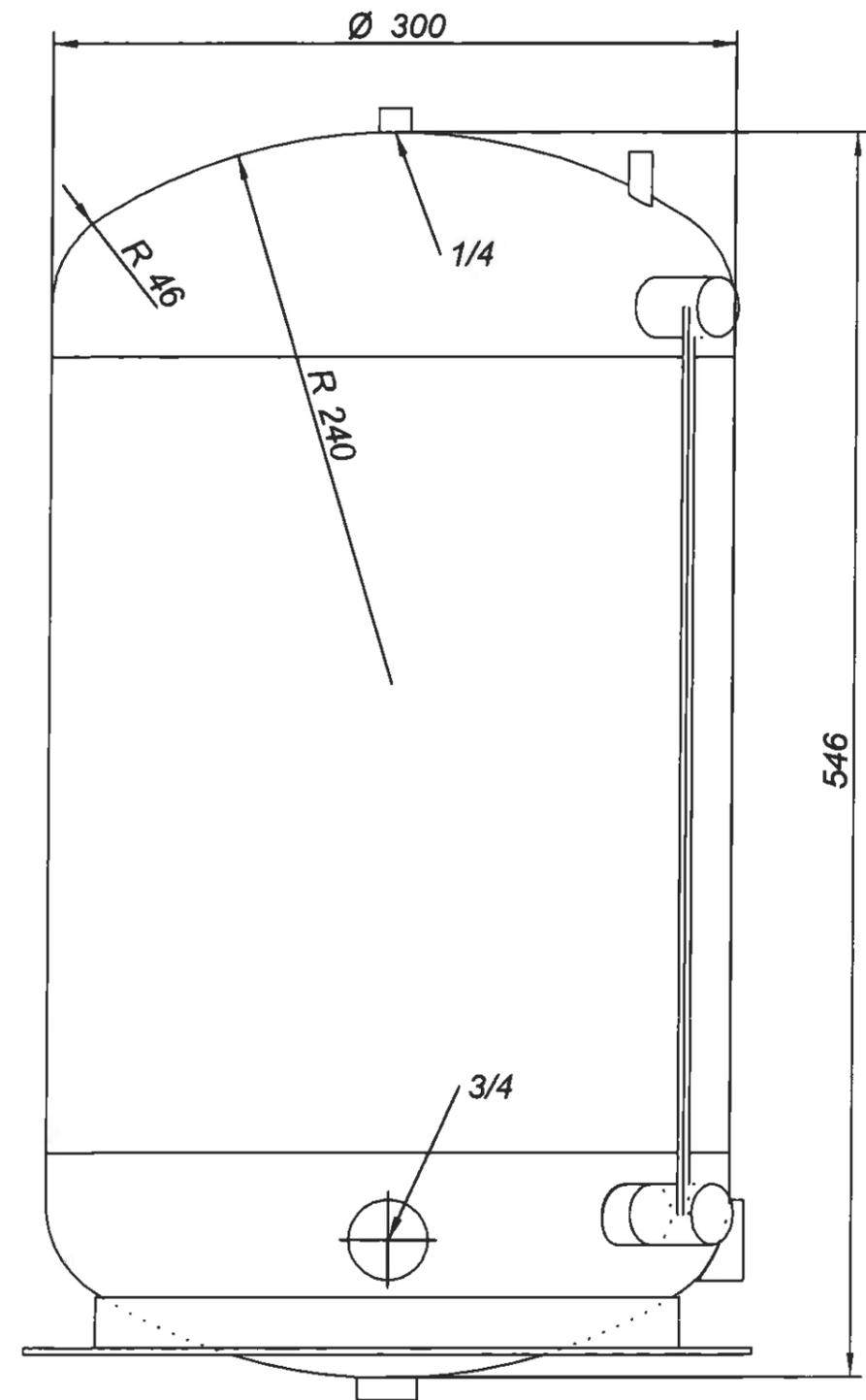
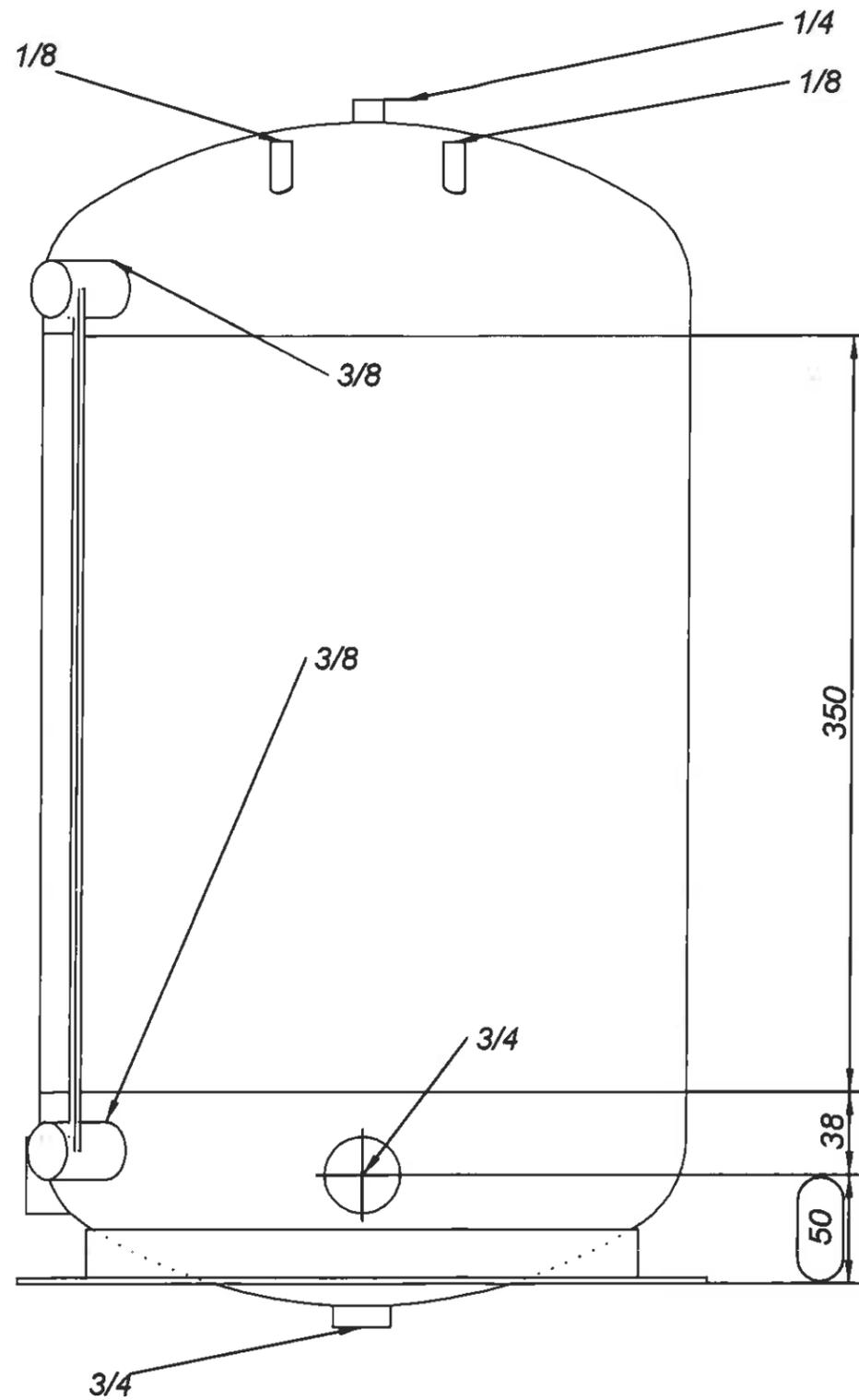


Material: Metacrilato



CORTE AA

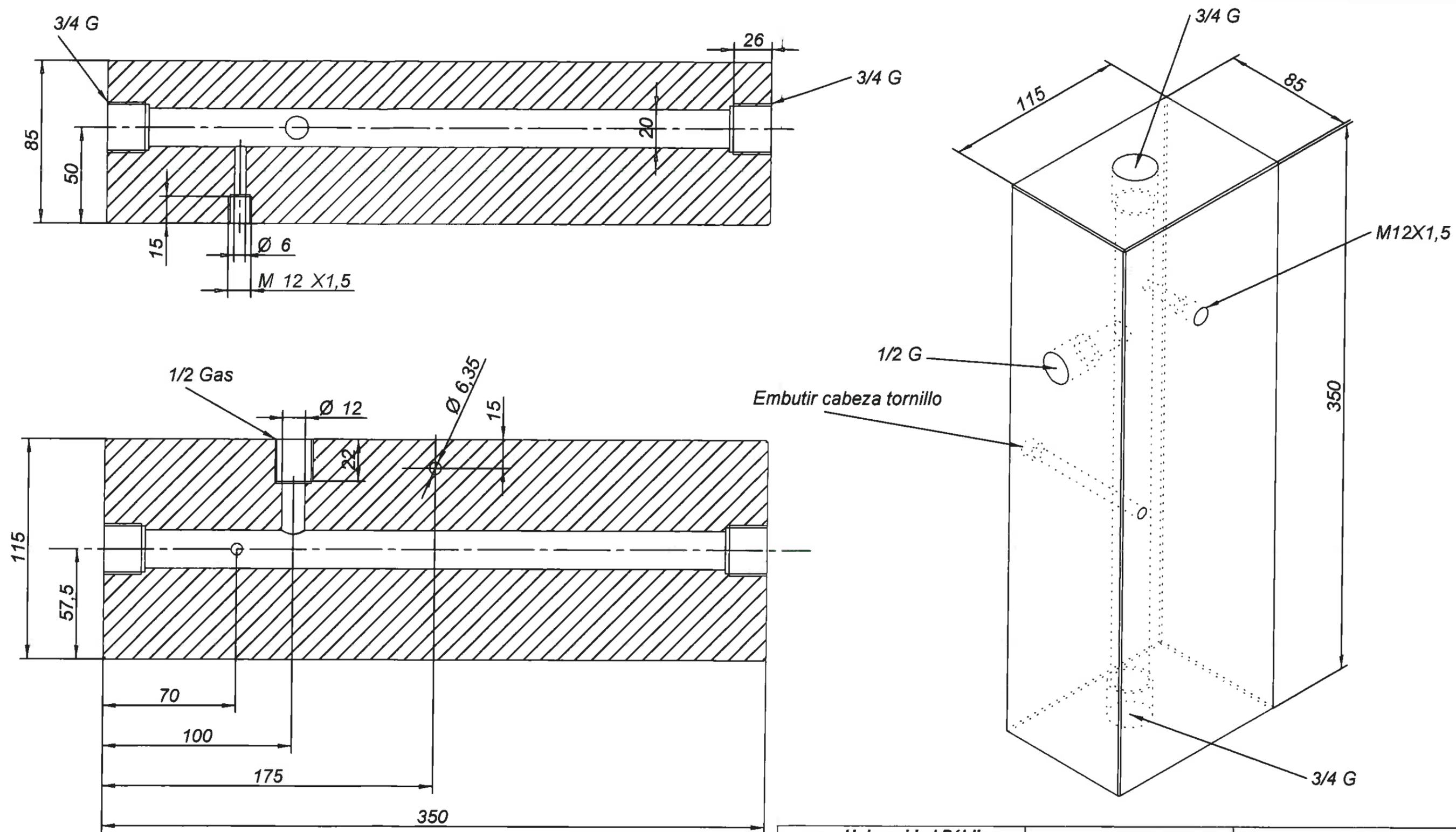
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	INGENIERO INDUSTRIAL	
Diseño, cálculo y construcción de un banco de ensayos para golpe de ariete por parada de bomba		Miguel Seco Calleja
Base depósito de aspiración		FECHA: 18/1/02 ESCALA: 1:2 Nº PLANO: 10



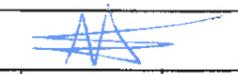
El visor de nivel consta de dos racores 3/8, dos llaves de paso y dos racores codo 3/8 de implantación a tubo de 12mm de teflón.

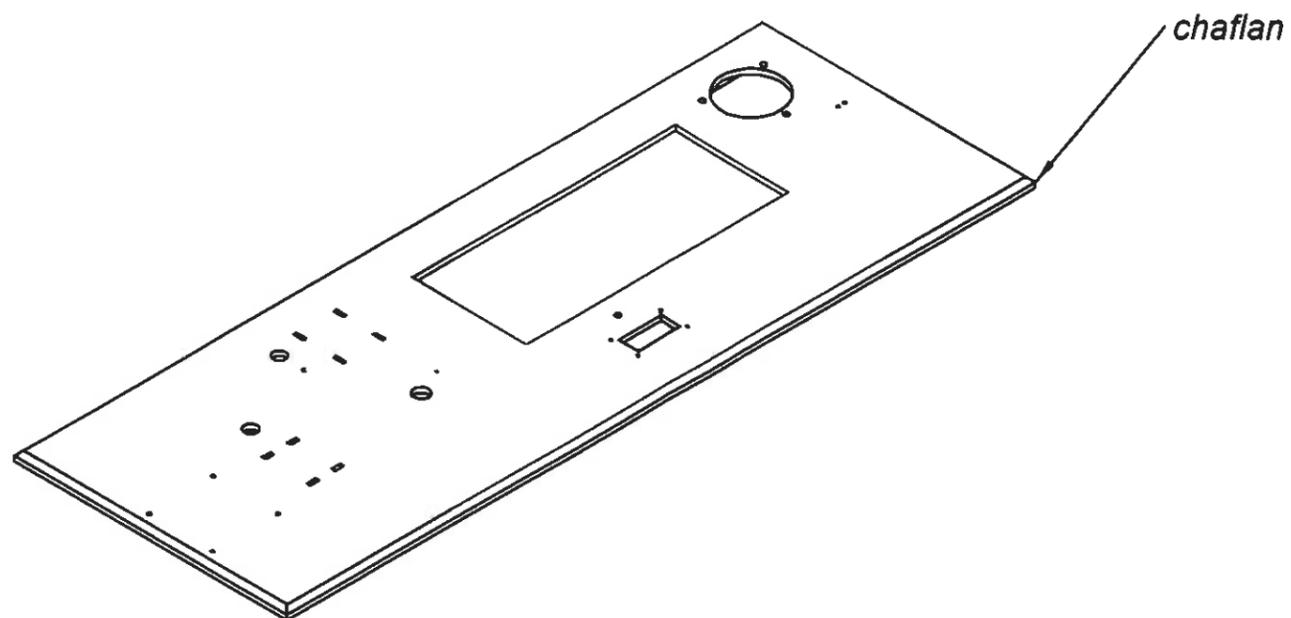
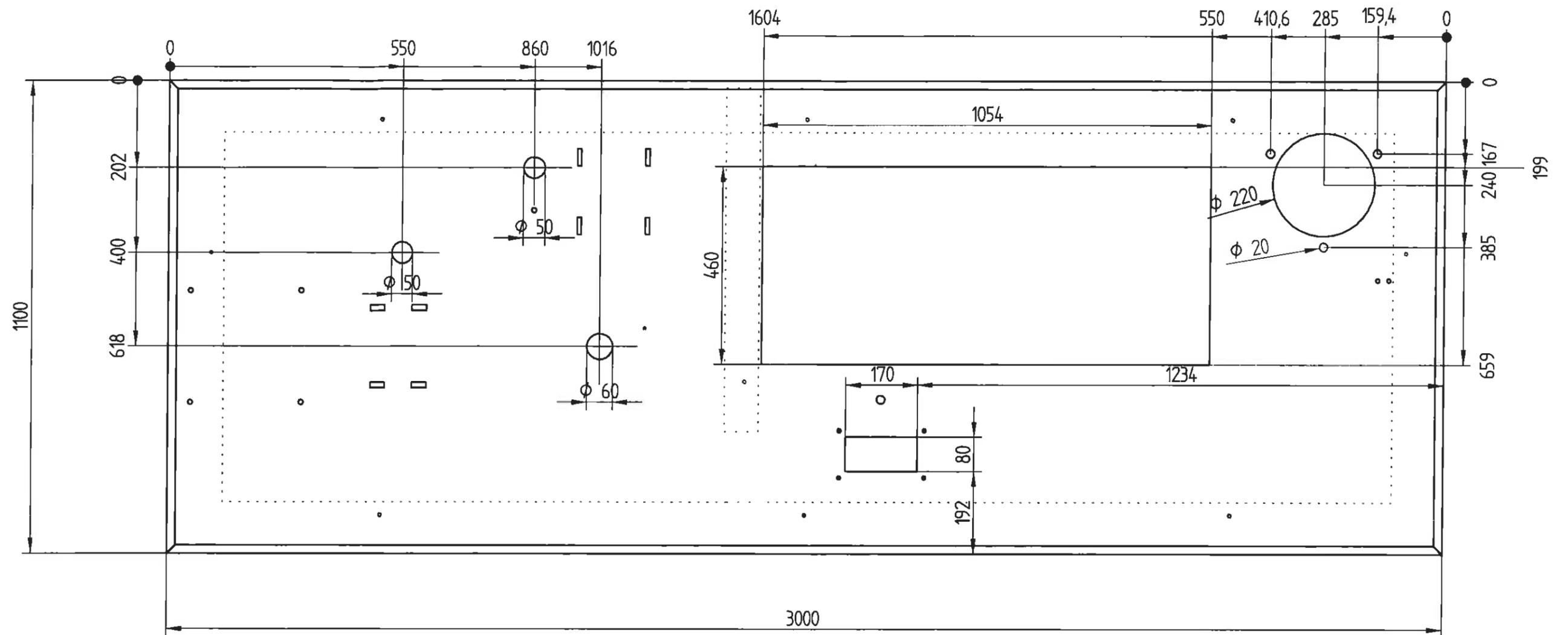
Espesor de 3mm

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO INDUSTRIAL	Miguel Seco Calleja		
Diseño, cálculo y construcción de un banco de ensayos para golpe de ariete por parada de bomba		FECHA: 11/1/02	ESCALA: 1:3	Nº PLANO: 13
Depósito de impulsión en acero inoxidable				

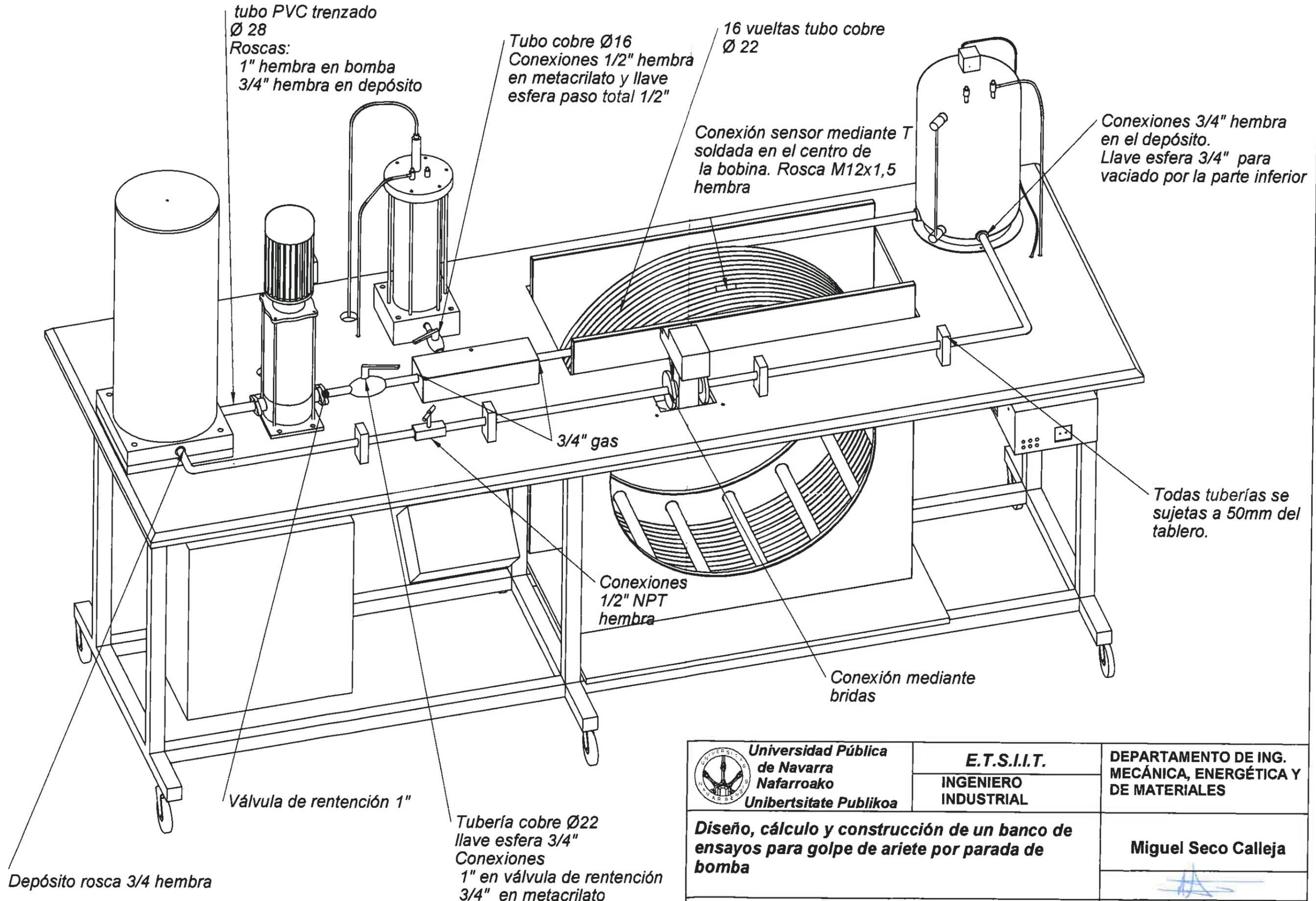


Aristas a 1x45°
 Pulido para acabado transparente

 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	Diseño, cálculo y construcción de un banco de ensayos para golpe de ariete por parada de bomba	
VISOR DE FLUJO		Seco Calleja, Miguel
		
FECHA: 15/1/02	ESCALA: 1:2	Nº PLANO: 15

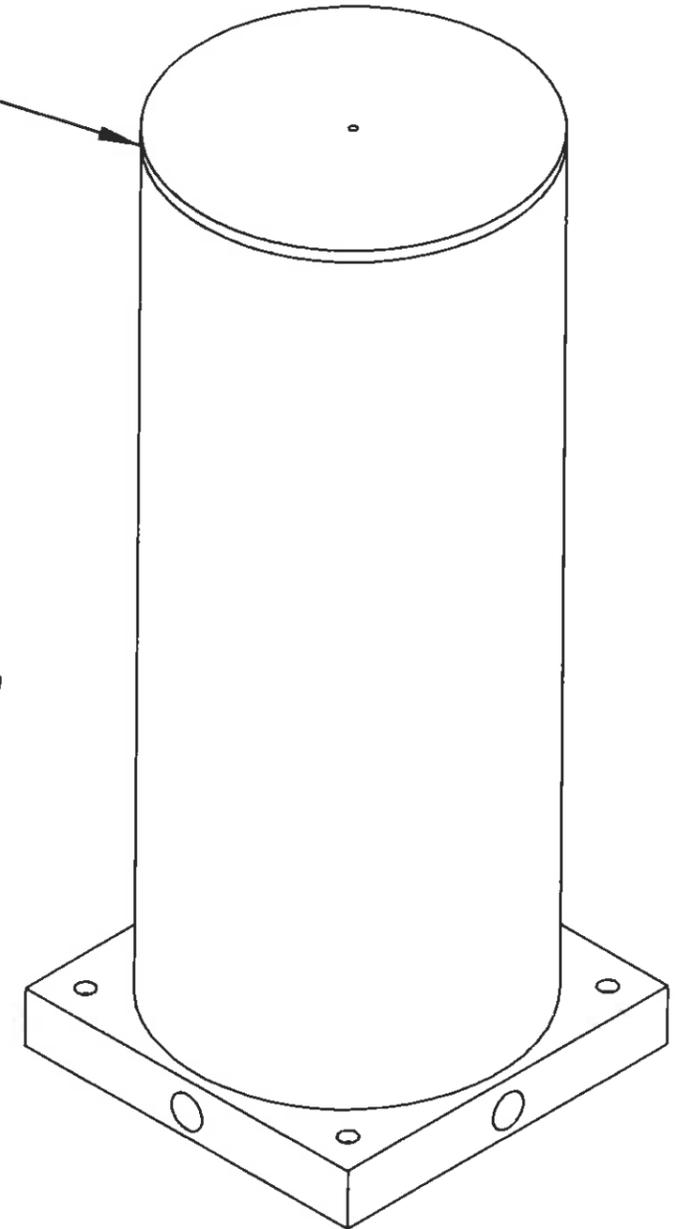


 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES		
	INGENIERO INDUSTRIAL	Miguel Seco Calleja		
Diseño, cálculo y construcción de un banco de ensayos para golpe de ariete por parada de bomba		FECHA: 24/1/02	ESCALA: 1:10	Nº PLANO: 17
Tablero (1) Material : Laminati				



 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES
	INGENIERO INDUSTRIAL	
Diseño, cálculo y construcción de un banco de ensayos para golpe de ariete por parada de bomba		Miguel Seco Calleja
Instalaciones de fontanería		FECHA: 15/1/02
		ESCALA: 1:10
		Nº PLANO: 23

**Tubo 300x292x800
de metacrilato**



*Unión con la base pegada
estanca*

Tapa suelta



**Universidad Pública
de Navarra
Nafarroako
Unibertsitate Publikoa**

**E.T.S.I.I.T.
INGENIERO
INDUSTRIAL**

**DEPARTAMENTO DE ING.
MECÁNICA, ENERGÉTICA Y
DE MATERIALES**

**Diseño, cálculo y construcción de un banco de
ensayos para golpe de ariete por parada de
bomba**

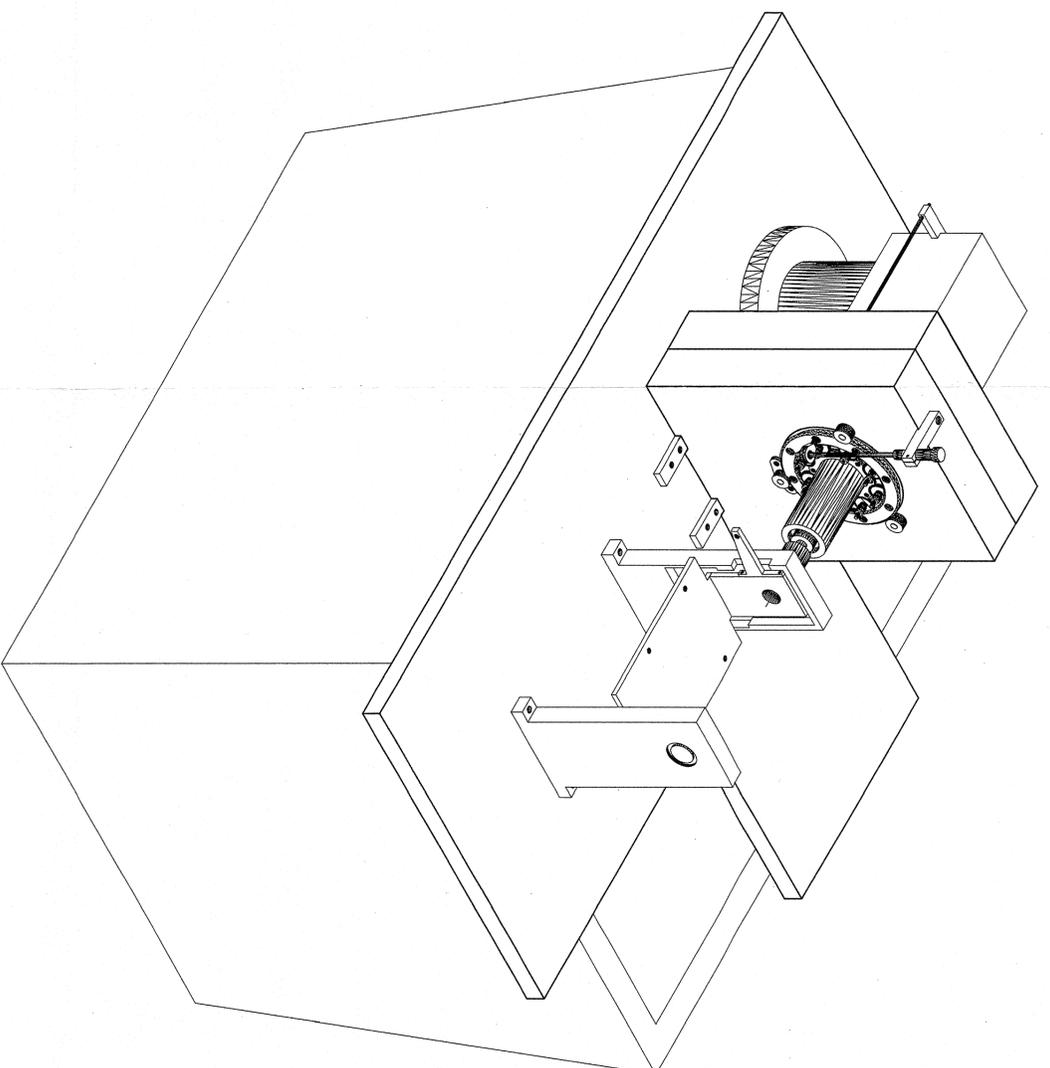
Seco Calleja, Miguel

Conjunto depósito aspiración

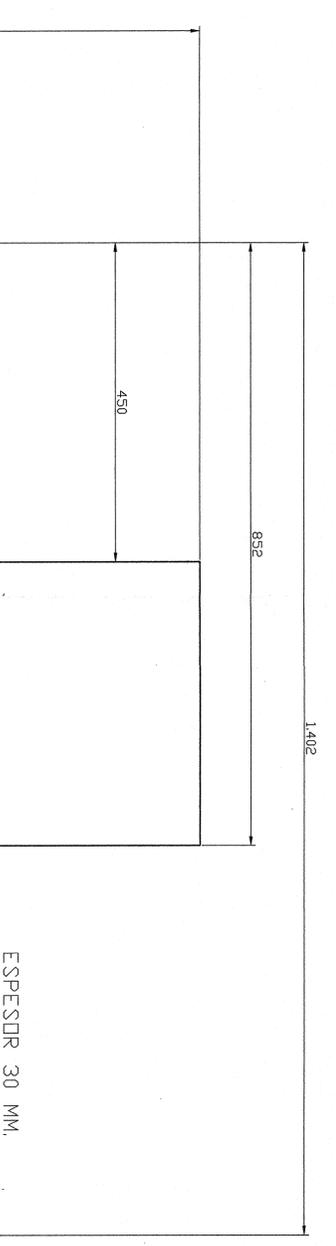
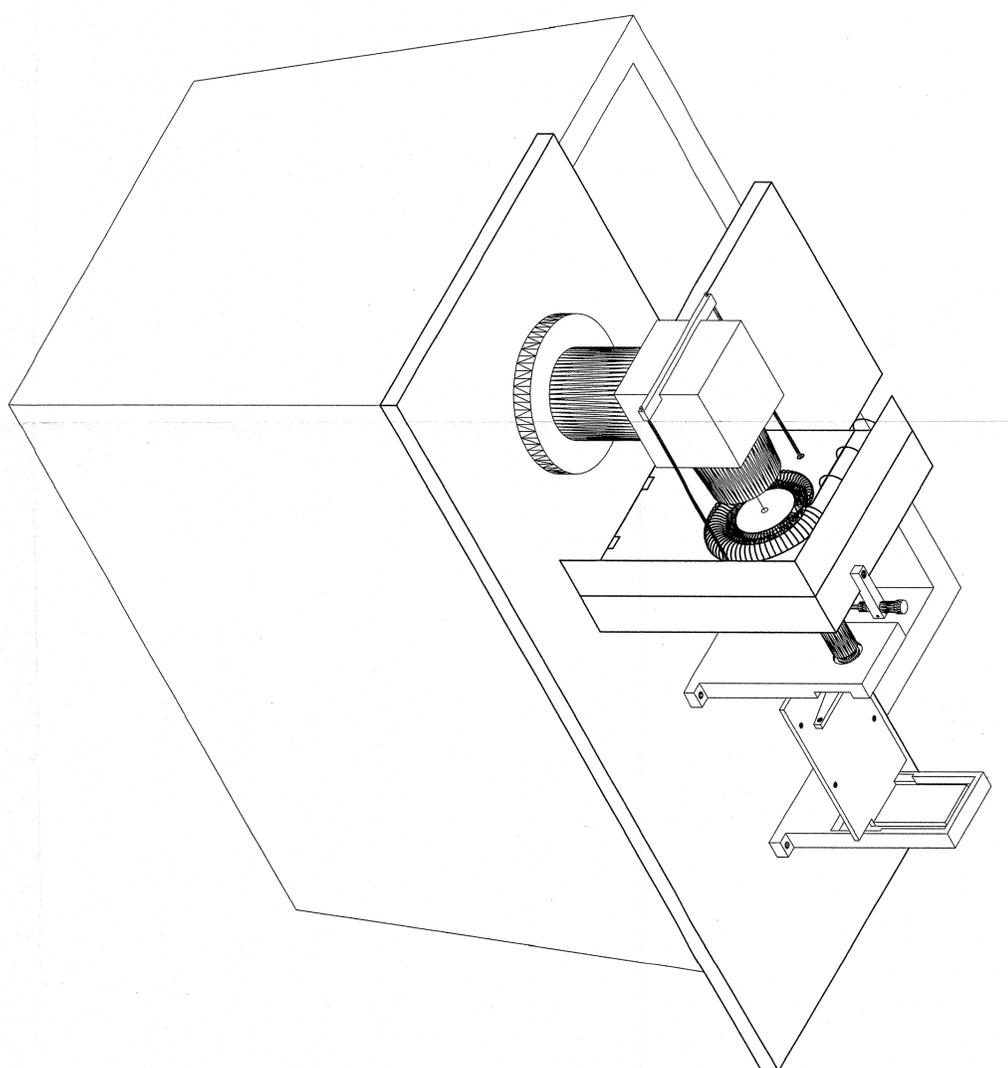
FECHA:
18/1/02

ESCALA:
1:5

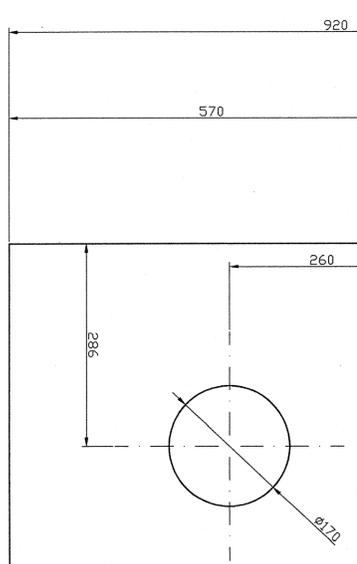
Nº PLANO:
9



Pieza 1

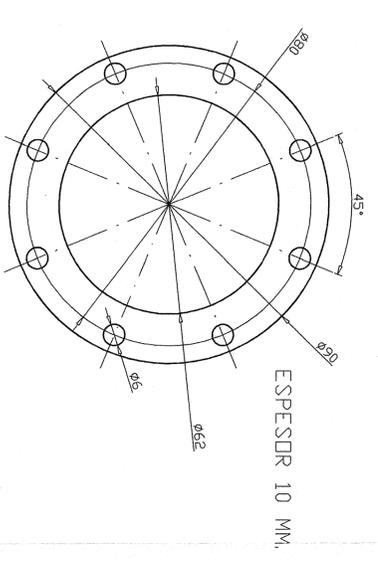


ESPEJOR 30 MM.



Pieza 2

TOLERANCIAS GENERALES ± 1 MM.

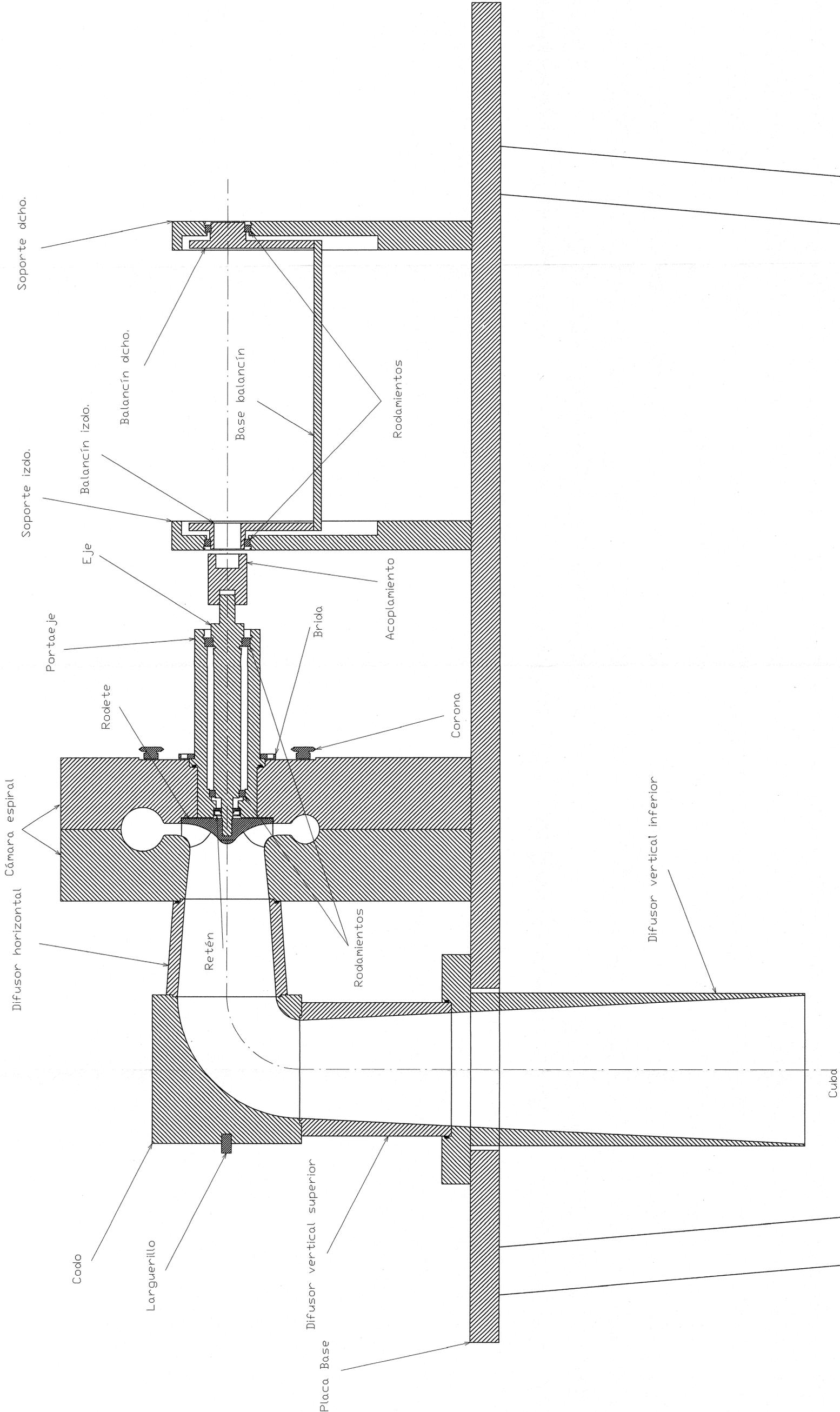


ESPEJOR 10 MM.

ESCALA 1/5

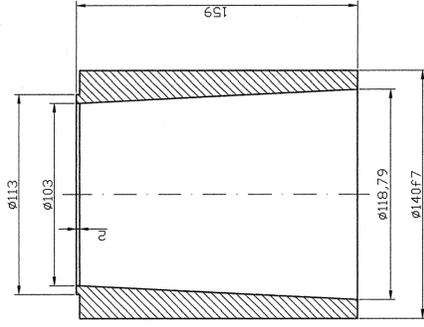
ESCALA 1/1

11	TORNILLO HEXAG. M6 X 35	ACERO INOXIDABLE	4
10	TORNILLO HEXAG. M6 X 25	ACERO INOXIDABLE	4
9	MANGUITO ENLACE DN 50	CEPEX 052063	1
8	TUBERIA D ext 63	PVC	1
7	CODO DN 50	CEPEX 051063	1
6	ESPIGA CONEXION LISA DN 50	CEPEX 0534063	1
5	TUBO FLEXIBLE D int 60	PVC	1
4	ESPIGA DN 50	CEPEX 0555063	1
3	TORNILLO M6 X 25	ACERO INOXIDABLE	1
2	BRIDA	ACERO INOXIDABLE	1
1	PLACA BASE	METALBLATD	1
	DENOMINACION	MATERIAL	CANT.
	Universidad Pùblica de Navarra	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL	DEPARTAMENTO DE ING. MECANICA, ELECTRICITA Y DE MATERIALES
	PROYECTO: DISEÑO, CÁLCULO Y CONSTRUCCION DE UNA TURBINA FRANCIS PARA BANCO DE PRUEBAS	REALIZADO: SANZ PASCUAL ENERO	
	PLANO: MONTAJE E INSTALACION	FECHA: 15-11-00	ESCALA: Nº FOLIO 1-1/2

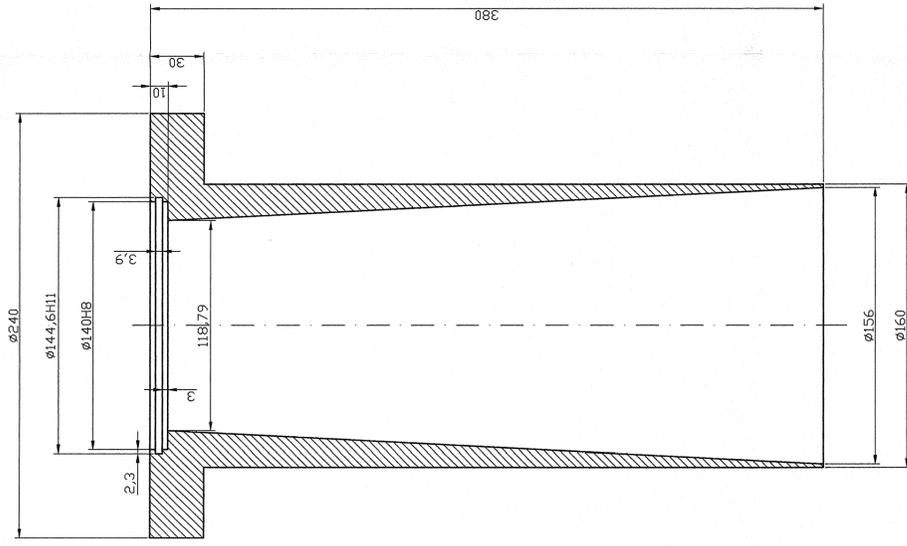


Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.
	Universidad Pública de Navarra Universidade Pública	E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL	
DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES REALIZADO: SANZ PASCUAL, ENRIQUE PROYECTO: DISEÑO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA FRANCIS PARA BANCO DE PRUEBAS FIRMA: <i>[Signature]</i> FECHA: 15-VI-00 ESCALA: 1/2 Nº PLANO: 1.2/2 PLANO: MONTAJE E INSTALACIÓN			

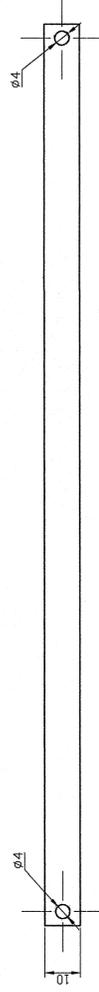
Pieza 3



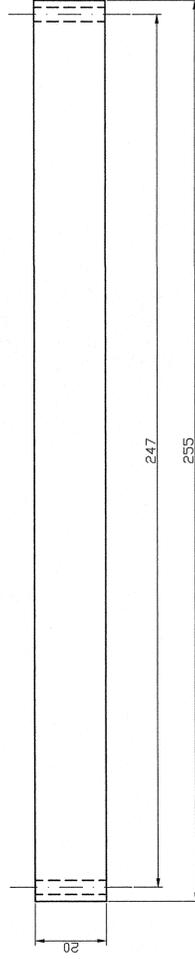
Pieza 4



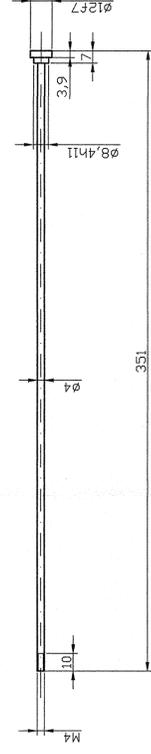
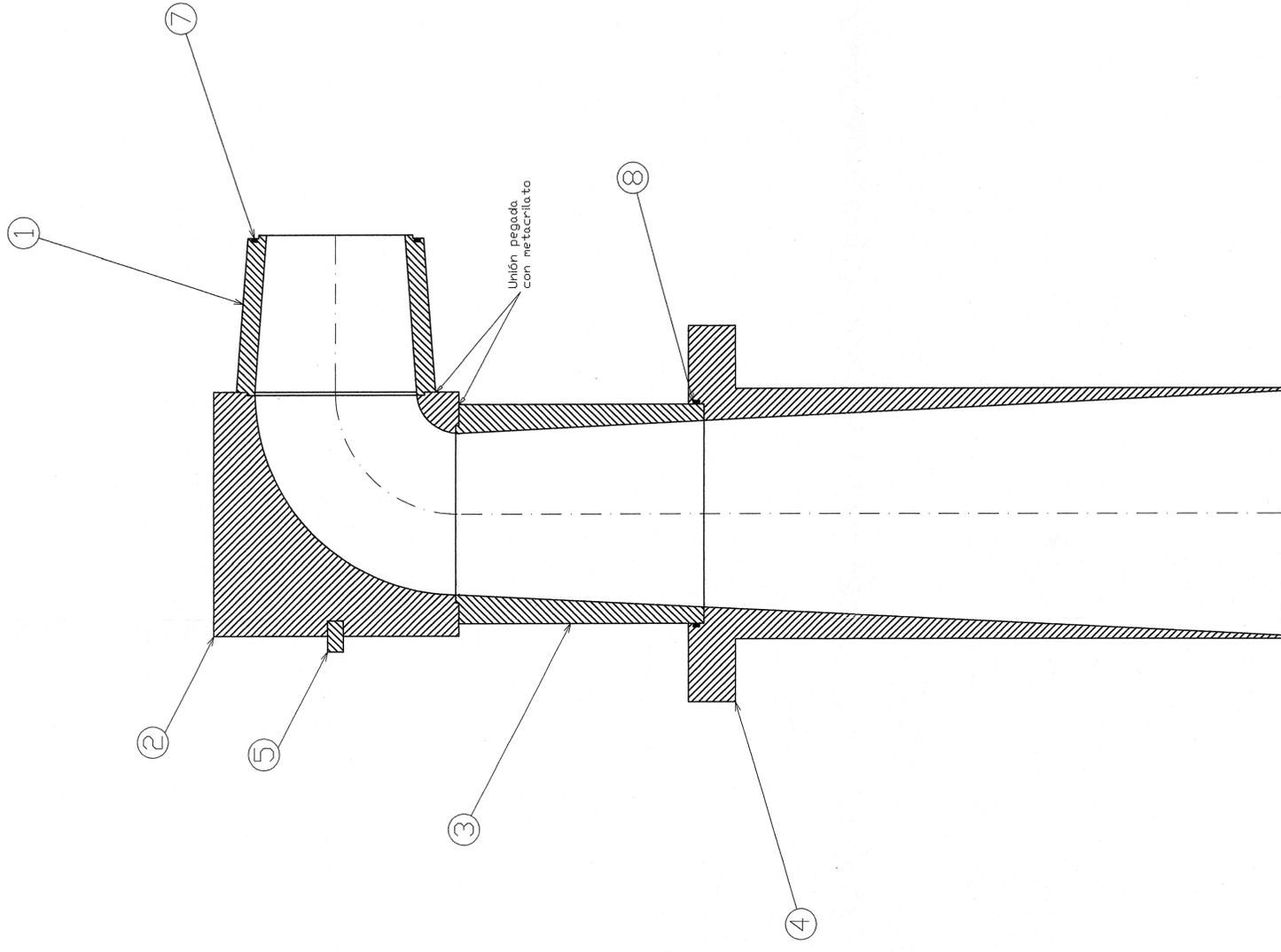
Pieza 6



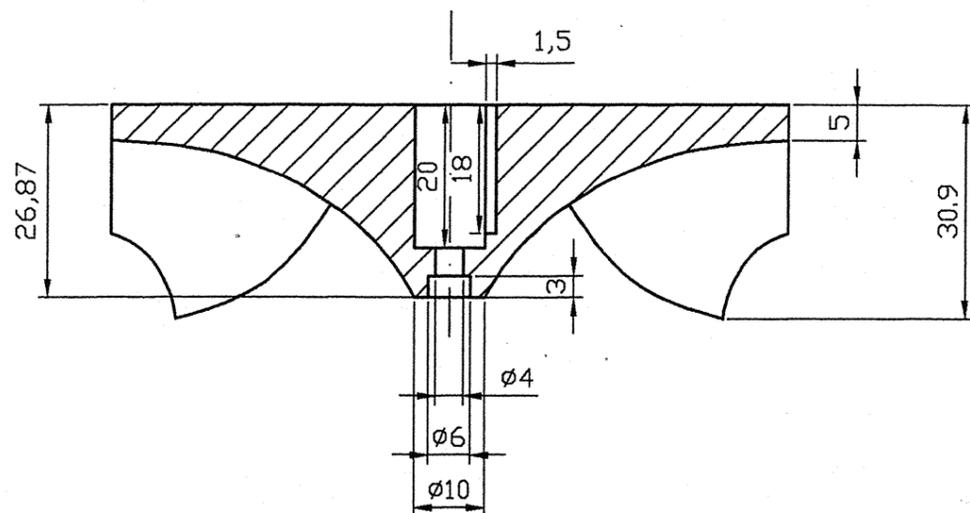
Pieza 6



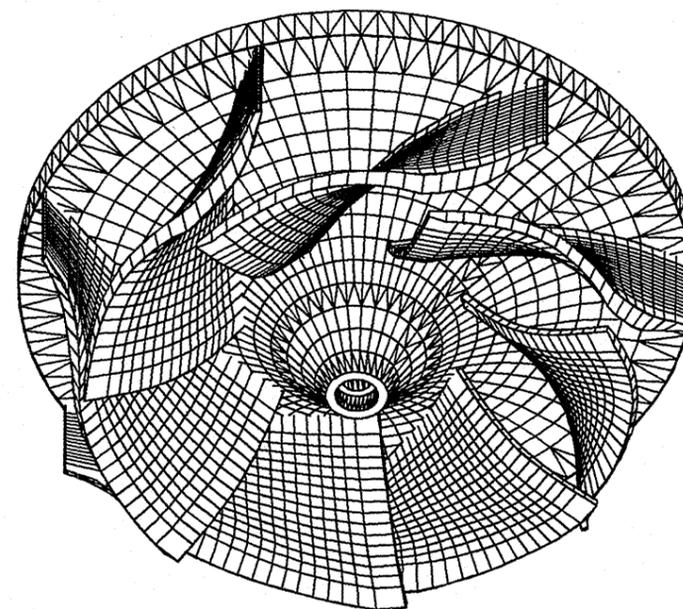
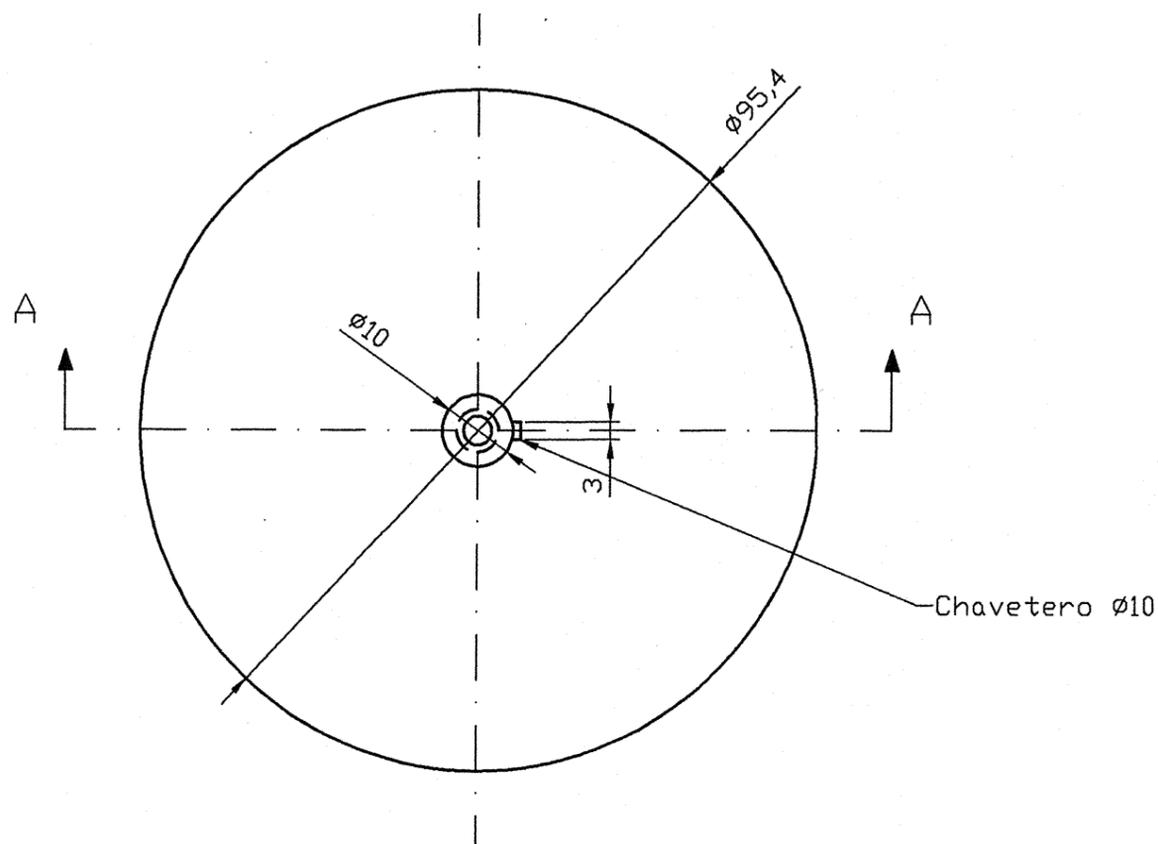
ESCALA 1/1



 Universidad Pública de Navarra Unibertsitate Publikoa	DENOMINACIÓN E.T.S.I.I.T. INGENIERO INDUSTRIAL	MATERIAL DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES	CANT. 1
	PROYECTO: DISEÑO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA FRANCIS PARA BANCO DE PRUEBAS	REALIZADO: SANZ PASCUAL, ENRIQUE	FIRMA: 
PLANO: ASPIRACIÓN		FECHA: 18-VI-00	Nº PLANO: 4/22



Corte A-A



1	RODETE	BRONCE	1
Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.
 Universidad Pública de Navarra Nafarroako Unibertsitate Publikoa	E.T.S.I.I.T.	DEPARTAMENTO: DEPARTAMENTO DE ING. MECÁNICA, ENERGÉTICA Y DE MATERIALES	
	INGENIERO INDUSTRIAL	REALIZADO: SANZ PASCUAL, ENEKO	
PROYECTO: DISEÑO, CÁLCULO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA FRANCIS PARA BANCO DE PRUEBAS		FIRMA: 	
PLANO:	RODETE	FECHA: 15-VI-00	ESCALA: 1/1 Nº PLANO: 7.1/1