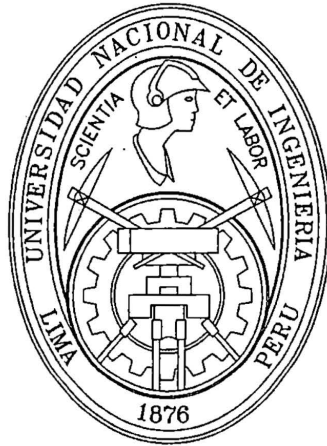


**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**“ESTUDIO DEL FENOMENO DE CAVITACION
EN LA BOMBA-TURBINA TIPO FRANCIS,
OPERANDO COMO BOMBA, DEL BANCO
EXPERIMENTAL DEL LABORATORIO DE
ENERGIA DE LA FIM-UNI”**

TESIS

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE

INGENIERO MECANICO

JULIO CESAR AGUADO MARTINEZ

PROMOCION 2000-I

LIMA-PERU

2009

Digitalizado por:

**Consortio Digital del
Conocimiento MebLatam,
Hemisferio y Dalse**

PRÓLOGO

El presente trabajo de Tesis trata del estudio del fenómeno de cavitación, que se presenta en bombas centrifugas, donde se produce una disminución de la presión estática hasta la presión de saturación de vapor.

En el capítulo I se presenta los objetivos generales y específicos del presente trabajo, así como la justificación del estudio.

En el capítulo II se hace una descripción general del fenómeno de cavitación, donde se aplica, tipos de cavitación, condiciones para que se produzca este fenómeno.

En el capítulo III trata la cavitación en una bomba centrifuga, descripción del fenómeno y su mecanismo, la resistencia de los materiales de la bomba a la erosión por cavitación, y el uso de recubrimientos.

En el capítulo IV se indica las consideraciones de ensayo, se describe el banco de pruebas utilizado, los ensayos previos antes de realizar el ensayo principal, como la calibración de los instrumentos.

En el capítulo V se realiza la evaluación de los resultados, los cuales están contenidos fundamentalmente en las tablas y curvas.

TABLA DE CONTENIDOS

PRÓLOGO	1
TABLA DE CONTENIDOS	2
CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN.....	6
1.1. ANTECEDENTES	6
1.2. OBJETIVOS	8
1.2.1. Objetivo General	8
1.2.2. Objetivos Específicos.....	8
1.3. JUSTIFICACIÓN	9
CAPÍTULO II EL FENÓMENO DE CAVITACIÓN	10
2.1. GENERALIDADES.....	10
2.1.1. Definición	10
2.1.2. Aparición de Cavitación.....	10
2.1.3. Descripción y Análisis del Fenómeno	11
2.2. CLASIFICACIÓN DE LA CAVITACIÓN.....	17

2.2.1. Cavitación de Flujo o de Burbuja Transitoria.....	17
2.2.2. Cavitación por Ondas.....	17
2.3. APLICACIÓN DE CAVITACIÓN POR ONDAS	18
2.3.1. Cavitación por ultrasonido.....	18
2.3.2. Descripción física del fenómeno	19
2.3.3. Aplicaciones de la cavitación por ultrasonido en la Industria	20
2.3.4. Cavitación en Motores de Combustión Interna	27
2.4. APLICACIÓN DE CAVITACIÓN DE FLUJO	31
2.4.1. Cavitación en Obras Civiles Hidráulicas.....	31
2.4.2. Cavitación en las Hélices de un Barco.....	35
2.4.3. Cavitación Bombas de Vacío de Anillo Líquido.....	43
2.4.4. Cavitación en una Bomba Hidráulica.	49
2.4.5. Cavitación en Turbinas Hidráulicas.....	51
2.4.6. Cavitación en Tuberías y Accesorios	66
CAPÍTULO III CAVITACIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	70
3.1. GENERALIDADES.....	70
3.1.1. Descripción del Fenómeno.....	71
3.1.2. Mecanismo de la cavitación.	71
3.1.3. Análisis de la zona de cavitación en los alabes de la bomba.....	74
3.1.4. Análisis de cavitación en puntos a lo largo de la trayectoria del Líquido en una bomba.....	76

3.2.	Signos de la existencia de cavitación en una Bomba Centrífuga.	78
3.3.	Resistencia de los Materiales contra los daños de Cavitación.....	83
3.3.1.	Resistencia a la erosión por cavitación de los metales.	83
3.3.2.	Resistencia a la erosión por cavitación de los recubrimientos elastoméricos.	86
3.3.3.	Elección del material	88
3.4.	Prevención de la cavitación en una bomba centrífuga	89
3.5.	Altura Neta Positiva de Succión (NPSH).	90
3.5.1.	Altura Neta Positiva de Succión Disponible (NPSHd).	93
3.5.2.	Altura Neta Positiva de Succión Requerida (NPSHr)	94
CAPÍTULO IV CONSIDERACIONES DE ENSAYO		100
4.1.	Fluido	100
4.2.	Regímenes de Flujo	100
4.3.	Condiciones Ambientales.....	100
4.4.	Norma ISO 9906 para ensayos de Cavitación	101
4.4.1.	Métodos de Ensayo	102
4.4.2.	Consideraciones para Instalaciones de Pruebas de cavitación	105
4.4.3.	Tipos de Instalación para pruebas de Cavitación.....	106
4.5.	Banco de Ensayo	110
4.5.1.	Descripción del Banco de Ensayo.....	110
4.5.2.	Equipo Adicional al Banco de Ensayo.....	113

4.5.3. Instrumentación.....	116
4.5.4. Calibración de Instrumentos.....	118
4.6. Procedimiento de Ensayo	126
4.7. Procedimiento de cálculo	129
4.7.1. Fórmulas utilizadas	129
4.7.2. Ejemplo de cálculo.....	132
CAPÍTULO V RESULTADOS	139
5.1. Cuadro de resultados obtenidos.....	139
5.2. Curvas características.....	164
5.2.1. Curvas Características para N = 1 500 RPM	164
5.2.2. Curvas Características para N = 1 800 RPM	166
5.2.3. Curvas Características para N = 2 100 RPM	168
5.2.4. Curvas Características para N = 2 196 RPM	170
5.2.5. NPSHr obtenidas en el ensayo.....	172
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	173
MATERIAL DE REFERENCIA	175
PLANOS.....	179
ANEXOS.....	180

Capítulo I

INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES

La cavitación es un fenómeno físico que consiste en un cambio de fase (líquido a vapor) de la sustancia de trabajo en su paso por una máquina hidráulica [3]; el que también puede producirse en sistemas que se encuentran sometidos a vibraciones de ultrasonido (frecuencias por encima del límite de audición humana, mayores a los 16 kHz) [14].

Rúdniev (citado por Nekrasov Boris [4]) menciona que durante la cavitación en una bomba, se perturba la continuidad del flujo debido a la formación de vapores y gases disueltos que va acompañado de un ruido característico. Esta discontinuidad en el flujo, hace que disminuya la altura, potencia y eficiencia.

Del mismo modo Carl Pfeleiderer (1950) con respecto a la cavitación en las bombas centrífugas , la disminución del rendimiento de la corriente de paso debido a la disminución de la sección y la incompleta reconversión de

la velocidad en presión dan origen a una disminución del rendimiento y de la potencia útil.[5]

A. E. Chuch (1960), afirma que cuando la cavitación tiene lugar, el caudal de la bomba disminuye a consecuencia de la formación de burbujas de vapor, por ello el rendimiento decrece rápidamente ya que se consume energía en la formación de estas burbujas, por consiguiente, las curvas de funcionamiento se alteran considerablemente. [3]

La compañía ANSYS Inc. Corporate (2005), enfoca la cavitación desde la perspectiva de simulación; manifiesta que la cavitación es un proceso de cambio de fase y toma como punto inicial de análisis de cavitación. Usando la ecuación de Rayleigh-Plesset , es posible desarrollar una relación analítica para la cavitación en términos de las propiedades del fluido y la diferencia entre la presión local y la presión de vapor [23].

La Norma ISO 9906 (1999) [26], de uso internacional utilizada en los ensayos de cavitación. En ella se define la terminología a emplear en los ensayos, las maneras en las que se debe implementar e instrumentar el banco para realizar los ensayos, esta norma se ha tomado como base en la realización del presente tema de tesis.

La Empresa Nacional Hidrostal S.A., fabricante de bombas, reconocido a nivel nacional e internacional no dispone de un banco de ensayo para obtener la curva de NPSHr versus caudal (Fuente: Ing. Marco Galarza-Ing. De Aplicaciones – Hidrostal S.A., Enero 2009).

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. Objetivo General

- Obtener las curvas de NPSHr de la bomba turbina operando como bomba versus caudal, utilizando el banco de ensayos de la FIM UNI.
- Determinar los valores de altura y caudal, donde se inicia el fenómeno de cavitación.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Acondicionar el banco de Ensayos de la FIM, para la realización de los ensayos de cavitación.
- Instalación de la bomba de vacío, tanque separador y accesorio. Equipo adicional.
- Calibración de los instrumentos; manómetros de bourdon, tacómetro, dinamómetro, termómetro.
- Toma de datos; las presiones de ingreso y salida de la bomba, temperatura, la fuerza en el dinamómetro.
- Trazar las curvas de comportamiento de la bomba para diferentes valores de vacío en el tanque del banco de ensayo a una determinada velocidad, curva H-Q, P-Q, η - Q.

1.3. JUSTIFICACIÓN

1. Interés en saber más sobre el fenómeno de cavitación, aportar al conocimiento del fenómeno de cavitación.
2. Interés económico, comercializar las bombas, B-T que no dispongan de NPSHr vs Caudal, por ejemplo para un lote de bombas sacados de aduanas que no tienen ninguna referencia de ellas o fabricantes de bombas que desean saber sobre la curva NPSHr de su bomba.
3. Disponiendo de la curva NPSHr vs caudal, podemos ofrecer a una bomba mayor vida útil, bajo costos de mantenimiento, menos costo de operación.
4. Da la idea de construir un banco de ensayos, que incluya:
 - Variación de viscosidad (temperatura).
 - Variación de fluidos (agua, aceite, etc.).
 - Variación de tamaño de bomba y/o tipos de impulsores.

Capítulo II

EL FENÓMENO DE CAVITACIÓN

2.1. GENERALIDADES

2.1.1. Definición

Es la formación y subsecuente colapso de las cavidades llenas de vapor en un líquido, debido a la acción dinámica. Para que la cavitación se inicie la presión en el lugar debe ser igual o menor que la presión de vapor del líquido y las cavidades deben encontrar una región de presión más alta que la presión de vapor para que imploten. [8]

2.1.2. Aparición de Cavitación

Se sabe que si la presión del líquido de trabajo disminuye lo suficiente, comenzará a evaporarse; por ende una parte del mismo sufrirá una transformación de fase, pasando del estado líquido al gaseoso. La presión a la que este fenómeno tiene lugar es la denominada presión o tensión de vapor de saturación (P_v), valor que depende principalmente de la temperatura del fluido, incrementándose la presión de vapor rápidamente con el aumento de la temperatura.

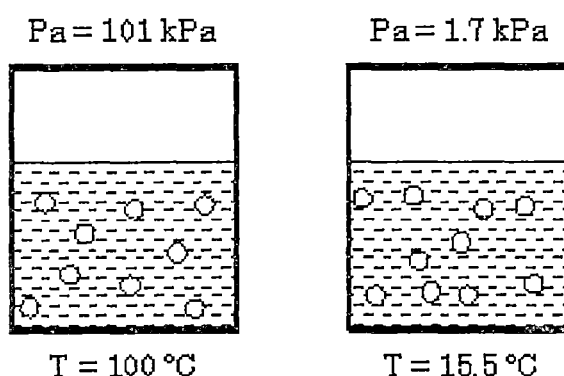
En definitiva, la cavitación se produce por un descenso local de la

presión, por debajo de la saturación del líquido que se traduce en la formación de vapor o gas y en la condensación brusca.

El proceso de cavitación comienza con la formación de burbujas como micro cavidades denominadas cavidades o núcleos las que coexisten gas y vapor en equilibrio estable.

2.1.3. Descripción y Análisis del Fenómeno

Cuando una masa líquida se calienta a presión constante o cuando se reduce la presión a temperatura constante estática o dinámicamente, se forman y crecen burbujas que también están sujetas a la difusión de gases disueltos dentro de las cavidades y a la expansión del gas contenido en ellas.



Hervir agua es sinónimo de Cavitación

Figura 2.1 – Cavitación

Fuente: Ing. Jacques chaurette, www.fluidedesing.com.

Si llamamos “hervir” al fenómeno que consiste en el cambio de fase líquida a fase vapor, causado por el aumento de temperatura a presión constante, entonces podemos llamar “cavitar” a aquella causada por la disminución de presión a temperatura constante (ver figura 2.1 y 2.2), por

tanto el término “cavitación”, describe al efecto causado de la reducción de la presión dinámica, como la formación de burbujas de vapor [16].

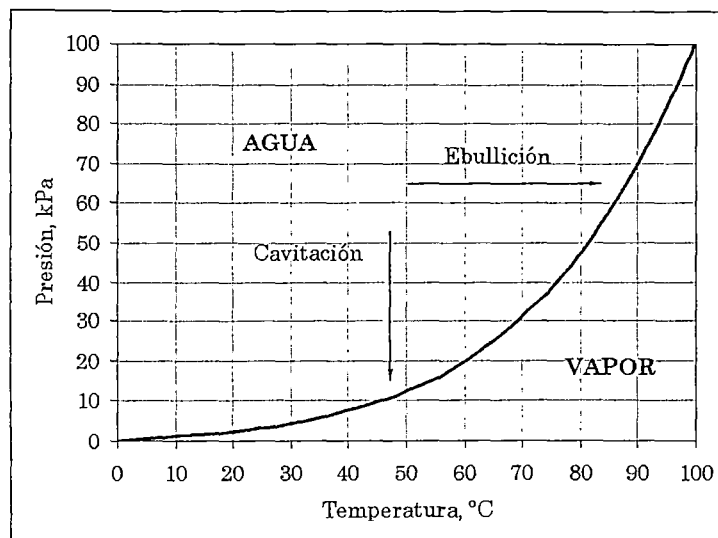


Figura 2.2 - Curva de presión de vapor vs temperatura del agua

Fuente: Ing. Ariel R Marchegiani, “Pequeñas Centrales Hidráulicas”

2.1.3.1. Formación de las burbujas

A fin de producirse una cavidad en el líquido (formación de bolsas de vapor por cavitación), este debe ser primero estirado y posteriormente desgarrado. Si el líquido es considerado como un sólido, esto es inducido por un esfuerzo de tracción. Por lo tanto la facultad de un líquido de soportar este esfuerzo de tracción es llamada “resistencia a la tracción”.

Estos son valores mínimos teóricos para agua absolutamente pura. Así, bajo ciertas condiciones, el agua puede soportar muy altas tensiones de tracción o presiones negativas, mucho más bajas que la presión de vaporización.

La figura 2.3, muestra la capacidad del agua de tener una presión

negativa (esfuerzo de tracción).

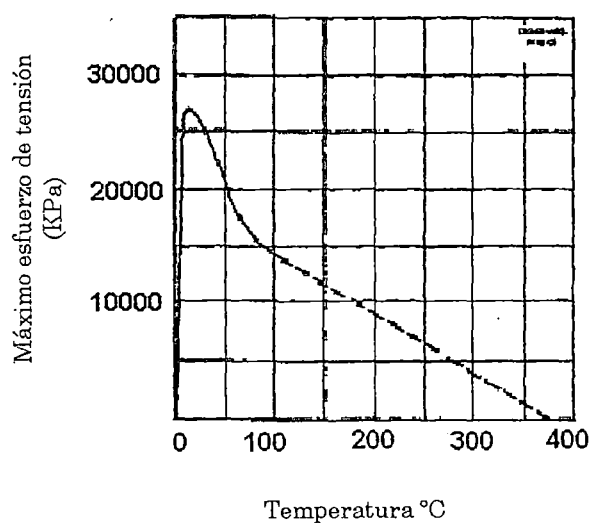


Figura 2.3 - Resistencia a la tracción Teórica soportada por el agua

Fuente: Ing. Ariel R. Marchegiani, "Pequeñas Centrales Hidraulicas"

Esta clase de agua, capaz de soportar tensiones de tracción de más de 250 bar (25 000 KPa) a temperatura ambiente, (125 000 veces más bajas que la presión de vapor) puede ser producida solamente en laboratorios altamente especializados.

Bajo tensiones de tracción un líquido generalmente se separa a la presión de vapor. El hecho que las tensiones de tracción antes mencionadas y que el comienzo de la cavitación se produzca con el arribo a la tensión de vapor, conduce a la suposición de que las impurezas deben estar presentes en el líquido; éstos son comúnmente llamados NÚCLEOS.

El inicio de la cavitación se debe a los puntos de rotura del líquido llamados "cavidades" (de aquí el nombre del fenómeno).

La tensión necesaria para romper o fracturar el líquido, para vencer las fuerzas de cohesión intermoleculares es bastante grande; cálculos teóricos como el de Fisher los cuantifican, para el agua a 10 °C en 1000 bar (100 000 KPa) (mencionado en [1]); aunque resultados experimentales como los de Briggs (mencionado en [1]) lo han logrado a 27 700 KPa.

Pero el fenómeno de cavitación ocurre precisamente a bajas presiones, ello quiere decir que en la práctica los líquidos ya están desgarrados y a estas fracturas previas se le denomina núcleos de cavitación mencionados anteriormente y son los iniciadores del proceso.

Estos núcleos son diminutas burbujas de gases adheridas a materiales sólidos presentes en los líquidos, burbujas retenidas en fisuras en los conductos de transporte del mismo, o gases absorbidos por el líquido.

Estos núcleos al ser sometidos a una zona de baja presión comienzan a expandirse. Si aun sigue disminuyendo la presión en una magnitud tal que se alcance la presión de vapor del fluido a la temperatura respectiva, entonces el líquido que rodea a este núcleo (micro burbuja) se vaporiza y comienza a crecer hasta que se hace visible en forma de burbuja.

Si hay otros gases disueltos en el líquido, ellos también pueden colaborar en formar esta cavidad por difusión de los mismos, cuando las condiciones físicas de presión y temperatura lo permitan.

2.1.3.2. Contenido de aire

Los altos contenidos de gas parecen favorecer el comienzo de la cavitación, debido a que originan una mayor cantidad de burbujas. Por otra

parte un contenido elevado de aire (presión parcial de aire) disminuye la velocidad de la implosión.

Con un contenido bajo de gas se demora el comienzo de la cavitación, ya que la resistencia a la tracción del agua en este caso, comienza a tener un papel considerable. Con elevados contenidos de aire, la presión para el comienzo de la cavitación, es superior a la presión de vapor, ya que en este caso el crecimiento de las burbujas está favorecido por la difusión de gas en el líquido [1].

2.1.3.3. Implosión de la Burbuja

La burbuja, ya aumentada de tamaño, es arrastrada a una región de mayor presión y finalmente implota. Esta acción periódica, está generalmente asociada a un fuerte ruido crepitante.

El aumento de tamaño de las burbujas reduce los pasajes del fluido en movimiento, aumentando así la velocidad de escurrimiento y disminuyendo por lo tanto la presión. Tan pronto como la presión en la corriente supera la tensión de vapor después de pasar la sección más estrecha, se produce la condensación y el colapso de la burbuja de vapor. La condensación tiene lugar instantáneamente. El agua que rodea a las burbujas que estallan, golpea entonces las paredes u otras partes del fluido sin amortiguación alguna.

Teniendo en cuenta la condensación de vapor, con distribución espacial uniforme y ocurriendo en un tiempo muy corto, puede afirmarse que las burbujas no colapsan concéntricamente [1].

Se ha analizado el desarrollo de una burbuja en la vecindad de una pared, teóricamente, calculándose el tiempo de implosión y la presión se demuestra que la tensión superficial acelera la implosión y aumenta los efectos de la presión.

De estos estudios, se toma como válido que las cavidades no colapsan concéntricamente en la vecindad de una pared. Si no que se forma un micro jet, que choca con la superficie sólida donde transmite un impulso de presión como se ve en la figura 2.4.

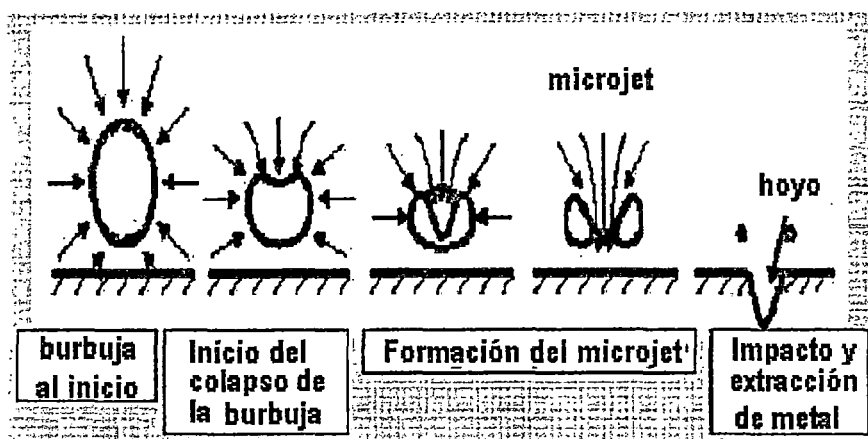


Figura 2.4 - Colapso de una burbuja de vapor y erosión por cavitación con la subsecuente formación del jet

Fuente: Ing. Boris H. Cisneros "Cavitación un ataque al corazón de las bombas", www.mch.cl.

Las burbujas colapsan violentamente condensándose casi instantáneamente y pudiendo martillar la pared con elevada amplitud alcanzando valores instantáneos de 500 atm (50 000 KPa) de presión y 800 °C de temperatura, debido a las ondas de choque. El Colapso propiamente dicho es muy rápido en el orden de los nanosegundos [15].

2.2. CLASIFICACIÓN DE LA CAVITACIÓN

2.2.1. Cavitación de Flujo o de Burbuja Transitoria.

Las burbujas aparecen repentinamente sobre el contorno del cuerpo sólido sumergido en el líquido, que crecen en extensión y desaparecen, por ejemplo los tenemos en tuberías donde la presión estática del líquido alcanza valores próximos a la presión de vapor del mismo, tal como puede ocurrir en la garganta de un tubo ventura, a la entrada del rodete de una bomba centrífuga o a la salida del rodete de una Turbina hidráulica de reacción [1].

2.2.2. Cavitación por Ondas.

Aparecen cuando estando el líquido en reposo, por él se propagan ondas, como las ultrasónicas, denominándose Cavitación Acústica o típicas ondas por reflexión sobre paredes o superficies libres debido a ondas de compresión o expansión fruto de explosiones y otras perturbaciones como el caso del golpe de ariete, denominadas Cavitación por Shock [1]. Una aplicación de este tipo de cavitación, tenemos por ejemplo, al lavado por ultrasonido (cavitación estacionaria) y la cavitación en las camisas de los motores de combustión interna, llamándose en este caso cavitación vibracional por que el campo de presiones que conduce a la implosión de burbujas lo produce la superficie vibrante (superficie exterior de la camisa), que se halla sumergida en el líquido [19].

2.3. APLICACIÓN DE CAVITACIÓN POR ONDAS

2.3.1. Cavitación por ultrasonido

El ultrasonido es parte del espectro del sonido de una frecuencia aproximadamente 16 KHz, que está fuera del rango audible humano. Los efectos químicos producidos por el ultrasonido, son derivados de la creación, expansión y destrucción de burbujas pequeñas que aparecen cuando un fluido está siendo irradiado por ultrasonido. Este fenómeno llamado "cavitación", genera altas temperaturas y presiones en los puntos definidos dentro del líquido [14]. El líquido circundante enfría rápidamente estas partes del medio, por eso una impureza del tamaño de unas micras, desaparece en menos de una millonésima de segundo. La temperatura de cavitación varía de 1000 K a 10 000 K (727 °C a 9727 °C), pero más frecuentemente en el rango 4500 K a 5000 K (4227 °C a 4727 °C).

La influencia de algunos factores se resume a continuación, son importantes para llevar a cabo una cavitación por ultrasonido:

- ✓ Frecuencia. El aumento de la frecuencia genera una disminución o aumento de la intensidad de cavitación en los líquidos. Este hecho puede ser explicado así: A altas frecuencias, el tiempo necesario para que una burbuja que aparece como resultado de la cavitación crezca hasta un tamaño suficiente y pueda afectar a la fase líquida, es demasiado pequeño.
- ✓ Solvente. La cavitación produce efectos considerablemente menores en los líquidos viscosos o líquidos con tensiones

superficiales más altas.

- ✓ Temperatura. El aumento de la temperatura permite llevar a cabo la cavitación a intensidades acústicas más bajas. Eso es una consecuencia del aumento de la presión de vapor del solvente con el aumento de la temperatura.
- ✓ Aplicación de gases. Si se aplican (poco o bien solubles en el solvente), la intensidad de cavitación disminuye debido a la formación de un gran número de núcleos adicionales en el sistema.
- ✓ Presión externa. El aumento de la presión externa lleva al aumento de la intensidad de destrucción de burbujas de cavitación, o sea los efectos del ultrasonido en este caso son más rápidos y más violentos en comparación con la presión normal.

2.3.2. Descripción física del fenómeno

Este fenómeno se produce a partir de la aplicación de ondas sonoras al líquido, las cuales se propagan como ondas de alta y baja presión, compresión y depresión, dando lugar a la formación de millones de burbujas cargadas de vapor en el seno del líquido (que no hay que confundir con burbujas de aire), las cuales al llegar a un determinado tamaño, que depende de la frecuencia de las ondas, características del líquido, temperatura, etc., desaparecen a consecuencia de una violenta implosión, que es lo que se conoce como cavitación (Figura 2.5).

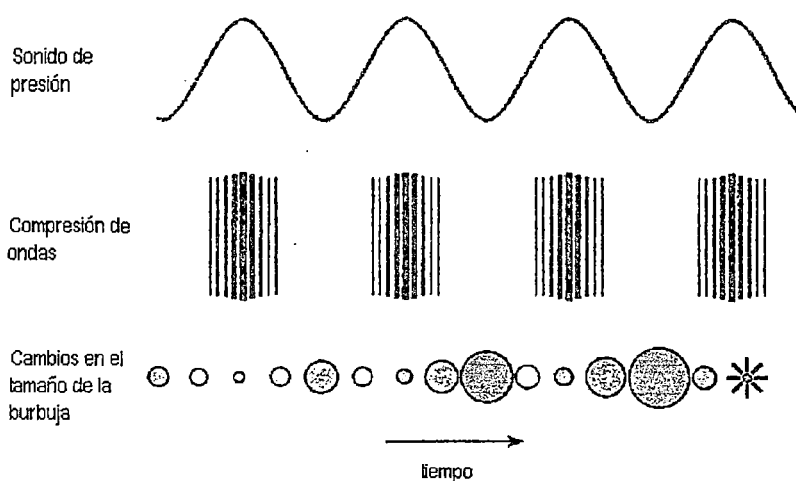


Figura 2.5 – Proceso del fenómeno de cavitación por ultrasonido.

Fuente: INTEC, www.qcambiental.ceride.gov.ar

Este colapso establece un ambiente inusual para las reacciones químicas. Los gases y vapores del interior de la cavidad son tan comprimidos que generan intenso calor y crean regiones llamadas "hot spots", o puntos calientes, con presiones de 500 atm (50 000 KPa) y temperaturas de hasta 5000 °C. Si bien la temperatura de estos puntos es extraordinariamente alta, la región en sí es tan pequeña que el calor se disipa rápidamente.

2.3.3. Aplicaciones de la cavitación por ultrasonido en la Industria

Los ultrasonidos de alta densidad se han venido utilizando para limpieza de equipos, desgasificado de líquidos, homogenización, inducción de reacciones de oxidación/reducción, extracción de enzimas y proteínas, inducción de la nucleación durante la cristalización, entre otras aplicaciones.

A continuación mencionamos algunas aplicaciones en la industria de la cavitación por ultrasonido:

2.3.3.1. Lavado de Piezas

La limpieza por ultrasonidos es el resultado de introducir ondas de ultrasonido en el agua, a través de una serie de transductores. Estas ondas se transmiten por todo el tanque de limpieza, produciendo una serie de implosiones dentro del agua.

Estas implosiones son las que hacen que se rompa la estructura molecular en las partículas y se consiga una limpieza uniforme en las piezas, incluso orificios y conductos internos en contacto con el agua, difíciles de limpiar por métodos tradicionales (ver figura 2.6).

Estos son algunos de sus beneficios:

- ✓ Calidad de limpieza microscópica.
- ✓ Ahorro de tiempo aproximadamente de un 80 %, en comparación con un sistema tradicional.
- ✓ Ahorro de mano de Obra.
- ✓ Ahorro de Agua y detergentes.
- ✓ Evita el riesgo de inhalación y contacto tan común en el uso de disolventes y detergentes alcalinos.
- ✓ Ventajas ecológicas.

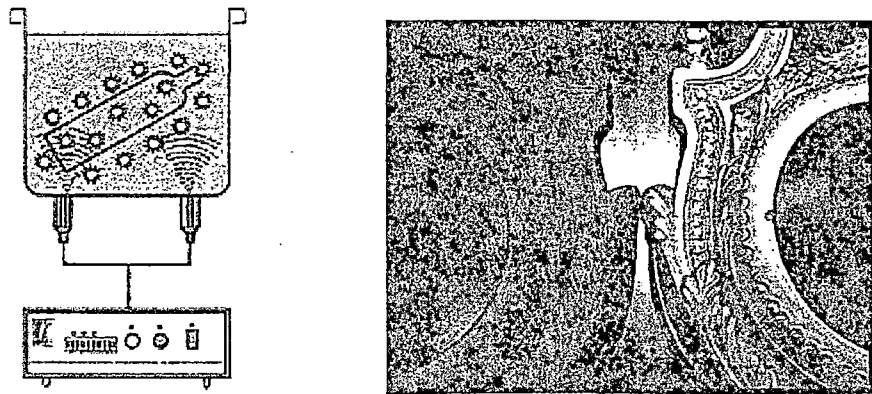


Figura 2.6 -Piezas lavadas aplicando cavitación por ultrasonido

Fuente: PANATRONIX HI-TECH ULTRASUONI, The science of ultrasonic at work, www.panatronix.it

La intensidad de ultrasonido a aplicar, depende de una serie de factores tales como; el tipo de limpieza a realizar, el tipo de producto químico, la concentración, la temperatura, el volumen de líquido necesario y el tiempo que se requiera para la limpieza.

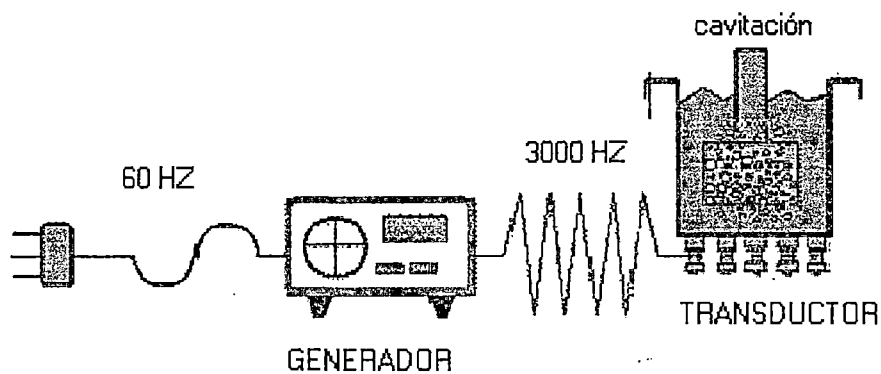


Figura 2.7 -Elementos que integran el lavado por ultrasonido

Los elementos que intervienen en un lavado son por lo general, la cuba que es el deposito de acero inoxidable o plástico, el transductor que el componente que transforma la energía eléctrica es el medio y la impedancia del ultrasonido y cuanto más denso, más se amortigua y menos cavitación

produce y por ultimo el Generador; que permite una correcta distribución de potencia en cada emisor, asegurando de esta forma un mayor y más homogéneo fenómeno de cavitación (ver figura 2.7).

2.3.3.2. Lavado Textil

La tecnología ultrasónica que se está desarrollando en el lavado o tratamiento de textiles o tejidos en un proceso industrial continuo, se ha realizado con éxito a escala de laboratorio en el Instituto de Acústica IACSIC de Madrid, para posteriormente disponer de una máquina industrial. El proceso de lavado ultrasónico es esencialmente mecánico, por vibración y cavitación ultrasónica, mediante placa vibrante a 20 KHz en contacto o muy cerca del textil.

Las principales ventajas son las siguientes:

- ✓ Bajo consumo de Energía en el proceso de Lavado: 0,1 KWh/kg (360 KJ/Kg), en un proceso continuo.
- ✓ Gasto reducido de agua, comparado con sistemas convencionales.
- ✓ Gasto reducido de detergente u otro agregado.
- ✓ No daña el tejido.

Este tipo de tratamiento ultrasónico, se realiza de forma continua con gran eficiencia en la limpieza, reduciendo al mismo tiempo su incidencia en el medio ambiente: consumos de agua, detergente, electricidad.

Este prototipo, según se muestra en las Figuras 2.8 y 2.9 permite

apreciar que el mecanismo consiste de un transductor ultrasónico constituido por un vibrador piezoeléctrico que excita a una placa rectangular vibrando flexionalmente. El largo de la placa corresponde al ancho del textil a lavar.

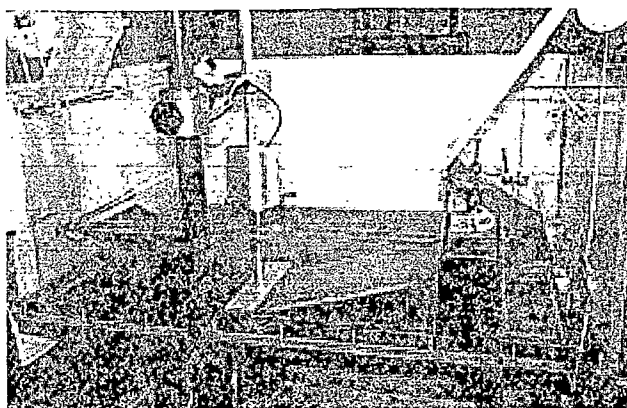


Figura 2.8 -Prototipo probado y desarrollado en laboratorio

Fuente: Instituto de Acustica IA/CSIC – España, “Aceleración de Procesos de Textiles por Tecnología Ultrasónica (ULTRATEC)”, www.ia.csic.es

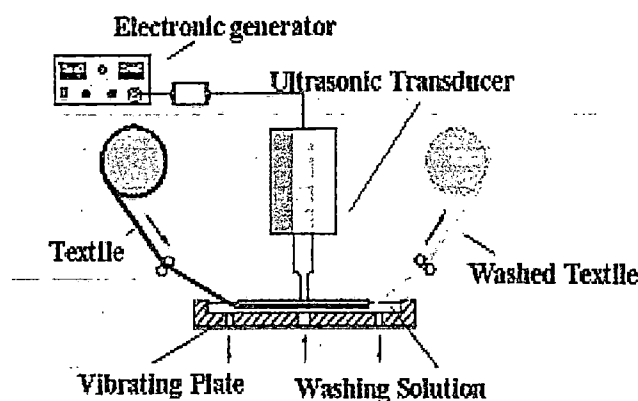


Figura 2.9 -Esquema del prototipo de lavado ultrasónico continuo

Fuente: Instituto de Acústica IA/CSIC – España, “Aceleración de Procesos de Textiles por Tecnología Ultrasónica (ULTRATEC)”, www.ia.csic.es.

El textil, tejido plano, se desliza mediante rodillos en contacto con la placa o muy cerca de ésta. Ambos, placa y textil están sumergidos en una solución de agua formando una capa de poco volumen. El lavado se puede realizar en forma continúa debido a que la intensa vibración ultrasónica

produce efectos casi instantáneos de cavitación y remoción de la suciedad.

2.3.3.3. Tratamiento de Aguas Fecales

El trabajo del UPR (Ultrasonic Plasma Resonador) se basa en el fenómeno de cavitación que produce en cualquier líquido, por ejemplo en aguas residuales bajo la aplicación debidamente regulada de ultrasonido, en la que se originan presiones locales de más de 100 000 bar y temperaturas mayores de 12 000 °C. Esto produce reacciones sonoquímicas y el tratamiento dirigido de los compuestos químicos en el fluido. Como resultado de este tratamiento, se obtiene un flujo de salida totalmente esterilizado e inodoro. El agua puede ser nuevamente usada sin más tratamiento. El UPR, que está patentado, es el único proceso que combina, en una máquina (Figura 2.10), la fuerza del ultrasonido con un proceso continuo basado en el vacío.

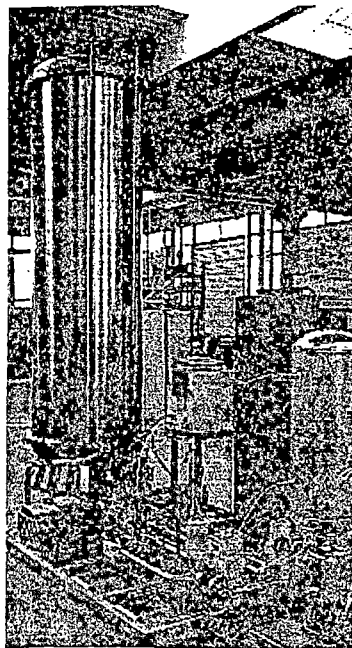


Figura 2.10 -Máquina de UPR para tratamiento de aguas fecales

Fuente: Ultrasonics Systems GMBH (USS), <http://water.environmental-expert.com>

2.3.3.4. Conservación de Alimentos

Para llevar a cabo un tratamiento exitoso con ultrasonidos (con o sin combinación con otros procesos), ha de tenerse en cuenta factores como la amplitud de las ondas, el tiempo de exposición, el tipo de microorganismo o enzima, el volumen, composición y PH del alimento, así como la temperatura y la presión en los procesos combinados. Uno de los sustratos en los que más ha sido estudiado el efecto de los ultrasonidos, es la leche. La mayor parte de los estudios, se ha realizado en discontinuo. Sin embargo, en los procesos en flujo continuo, resulta más fácil llevar a cabo el escalado a nivel de planta piloto e industrial.

En alimentos ricos en sales y proteínas, como es el caso de la leche, es particularmente útil ya que se reduce la formación de depósitos y se mejora la calidad de la leche tratada. Posteriormente se desarrolló una planta piloto mediante ultrasonidos para llevar a cabo tratamientos de la leche utilizando la combinación de ultrasonidos con un moderado tratamiento térmico. Se ha realizado estudios sobre la aplicación de la manotermosonicación al procesado de leche y zumo de naranja y se ha observado que en general, la calidad nutritiva de estos alimentos no se ve significativamente afectada. Este mismo proceso, se ha empleado en el tratamiento de leche destinada a la elaboración de yogurt, comprobándose que el yogurt obtenido presentaba una adecuada consistencia y viscosidad.

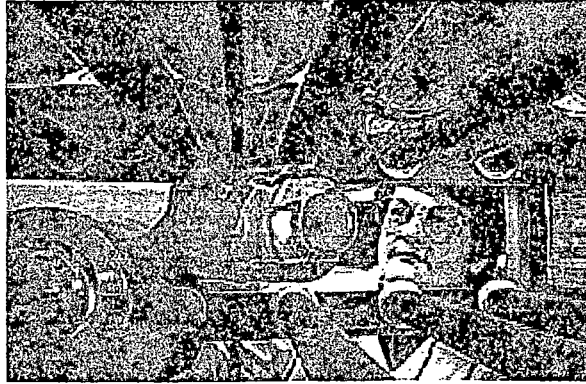


Figura 2.11 -Pruebas en laboratorio de conservación de alimentos aplicando cavitación por ultrasonidos

Fuente: CONSUMER EROSKI, "Aplicación de Ultrasonidos en alimentos ",
www.consumer.es

2.3.4. Cavitación en Motores de Combustión Interna

En la camisa de los motores Diesel, se lleva a cabo una cavitación vibracional y es cuando el campo de presiones que conduce a la implosión de las burbujas, lo produce la superficie vibrante que se halla sumergida en el líquido (ver figura 2.12); esta tiene lugar en las camisas del cilindro.

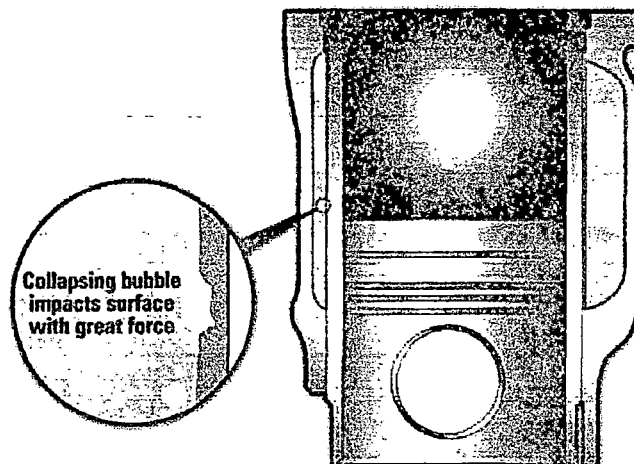


Figura 2.12 -Esquema de la cavitación en un cilindro húmedo

Fuente: NORIA Learning Center, www.noria.com

2.3.4.1. Descripción del fenómeno

Si estudiamos el caso en que este líquido actúe en un circuito refrigerante de un motor, el aporte de calor de las superficies a refrigerar y las variaciones de presión por los cambios de velocidad del agua, pueden ser la causa del crecimiento de estas burbujas que son arrastradas por el líquido, siguiendo una determinada línea de corriente, llegando a la zona de inestabilidad, que es aquella en la que se forma una distribución de líneas de presión (líneas isobáricas), creciente en el sentido de la corriente (figura 2.13) [19].

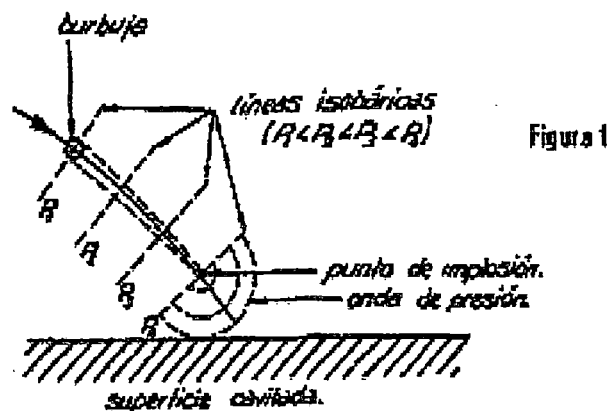


Figura 2.13 -Líneas de presión isobarica creciente en el sentido de la corriente

Fuente: DANA Argentina Perfect Circle, "Corrosión-cavitación", www.dana.com.ar.

En la cavitación vibracional, estas líneas isobáricas son originadas por las ondas de presión generadas por la superficie vibrante (al ritmo del movimiento del pistón), distinta a la de flujo donde esta distribución de presiones, corresponde a los cambios de velocidad, dependiendo esencialmente de las distintas secciones presentes en el circuito.

Al atravesar estas líneas de presión creciente, las burbujas van

reduciendo su tamaño hasta alcanzar su radio un valor crítico, momento en que se produce la implosión.

La implosión de las burbujas, genera ondas de gran amplitud que produce deformaciones en el material e incluso el arranque del mismo, formándose cavidades en su superficie y si persiste este fenómeno, puede llegar hasta perforar la camisa como se puede observar en las figura 2.14.



Figura 2.14 -Camisas de un motor picadas o erosionadas por cavitación

Fuente: L Y M de México S.A., "Importancia del sistema de enfriamiento de su maquinaria pesada", www.lym.com.mx.

Por lo general, la destrucción de esta camisa es una combinación de destrucción mecánica – química, de Cavitación (mecánica) y corrosión del metal destruido, expuesto (química), por eso para proteger el motor hay que hacer uso de un anticongelante y un antioxidante.

2.3.4.2. Protección del refrigerante y/o anticongelante contra la cavitación

El líquido que recorre por nuestro sistema de refrigeración es una solución de glicol diluida en agua con una concentración de 45 a 50 %, este fluido incorpora aditivos anticorrosivos y agentes antiespumantes para proteger contra el picado de las camisas, la corrosión y la formación de escamas. Su misión es disipar el calor que se produce como consecuencia de los ciclos de explosión, y proteger, al mismo tiempo, algunos componentes críticos que se ven expuestos a fenómenos de cavitación.

Este líquido refrigerante evita la congelación (hasta $-36\text{ }^{\circ}\text{C}$) y la ebullición, recordemos que las presiones absolutas en el circuito de refrigeración, que pueden llegar a 2,3 atm (230 KPa), equivalen a temperaturas de ebullición del anticongelante de entre $140\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $150\text{ }^{\circ}\text{C}$. Por esa razón es preciso emplear anticongelantes o refrigerantes con puntos de ebullición por encima de las temperaturas reales de trabajo. Si no fuese así, los líquidos se evaporarían; y producirían el fenómeno de la "cavitación".

Algunas compañías fabricantes como Jhon Deere (JD) [13] de motores realizan ensayos de cavitación, así también de corrosión a sus productos para evaluar la cantidad de material que pierde en miligramos y esto refleja el grado de protección de sus productos en comparación a otros, como podemos ver en la siguiente figura 2.15 .

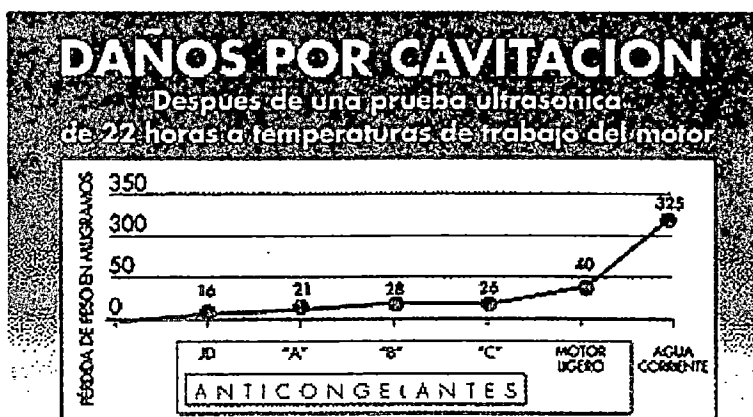


Figura 2.15 -Gráfico de las pérdidas de material en las camisas de los motores debido a la cavitación

Fuente: JHON DEERE & COMPANY, "Refrigerantes y Anticongelantes", www.deere.com.

2.4. APLICACIÓN DE CAVITACIÓN DE FLUJO

2.4.1. Cavitación en Obras Civiles Hidráulicas

Cuando se trata de flujos de alta velocidad es posible que se susciten problemas de cavitación. La cavitación se crea por las bajas presiones locales cercanas a la presión de vapor a la temperatura reinante en el mismo, creadas en la capa límite debido a la relación entre la presión local (cerca de la superficie) y la energía de la velocidad del flujo. Así un flujo puede crear problemas de cavitación para altas velocidades y anularse este fenómeno aumentando el nivel de agua o bien disminuyendo su velocidad

Cuando ninguno de estos dos últimos casos puede realizarse y se sigue presentando problemas de cavitación, entonces se recomienda airear el flujo para aumentar la presión local.

2.4.1.1. Aeración Natural

El proceso de atrapamiento de aire por los flujos de alta velocidad, se ha tratado de explicar mediante la teoría del desarrollo de la capa límite. Esta consiste básicamente en comparar el espesor de la capa límite con el tirante del flujo, cuando estos sean iguales, la capa límite habrá alcanzado la superficie libre del agua y se iniciará la aireación. Cabe hacer notar que algunos autores sugieren que la energía de la turbulencia debe ser mayor que la de la tensión superficial del fluido para que el fenómeno suceda, el punto de intersección se llama punto crítico.

Kéller R. y Wood I., 1974 (mencionado por [20]), dividieron el perfil del agua en la dirección de la misma definiendo tres zonas: en desarrollo, flujo parcialmente aireado; en desarrollo, flujo totalmente aireado y flujo desarrollado, ver. fig 2.16.

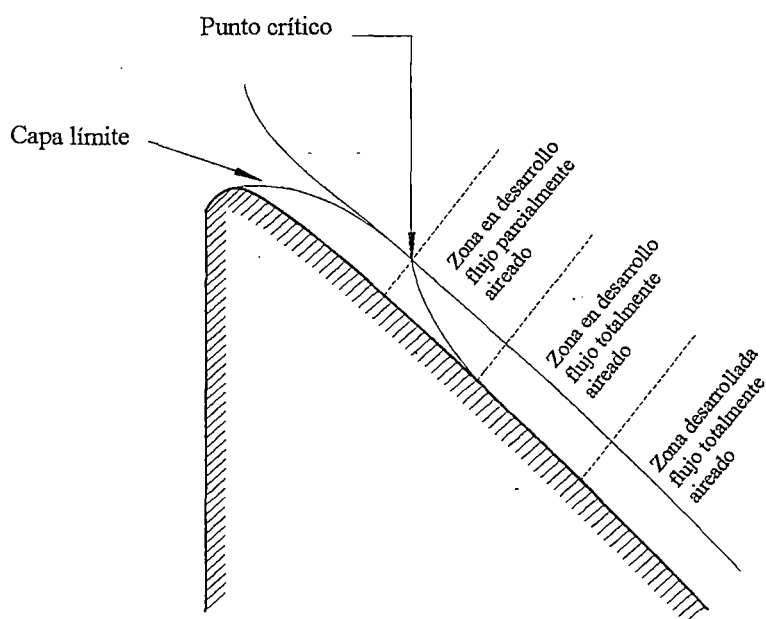


Figura 2.16 -Estructura del flujo aireado, Keller y Word 1974

Fuente: Dr. Felipe I. Arreguin Cortes, "Lecturas de Cavitación", Universidad Autónoma de México

Esta división es muy importante, pues permite conocer, una vez determinado el punto crítico, la distancia a la cual se tiene una concentración elevada de aire en el agua, que permita por ejemplo proteger en forma natural la obra contra cavitación.

2.4.1.2. Aeración Inducida

Se llama aireación inducida al fenómeno de inclusión de aire, por medio de dispositivos artificiales construidos en la obra.

Antecedentes:

Peterka A. J., 1965, estudió la relación entre concentración de aire y daños por cavitación para flujo de alta velocidad (30 m/s), y encontró que para $c = 7,40\%$ no se presentan daños en el concreto y que estos son pequeños para $c = 2,00\%$, ver fig.2.17.

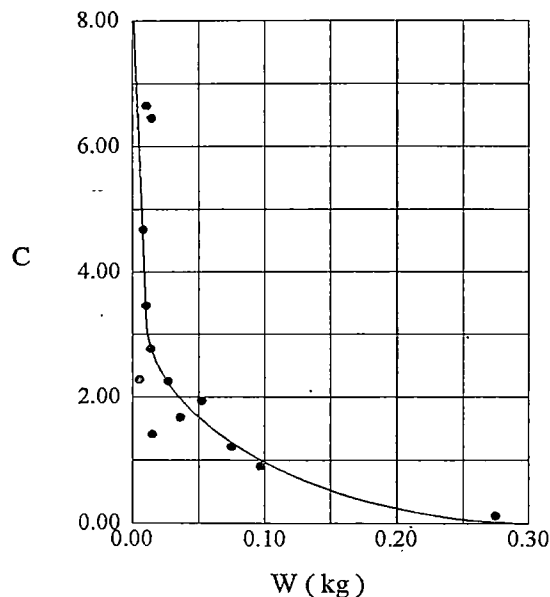


Figura 2.17 -Pérdidas de concreto en peso debidas a cavitación, en función de la concentración de aire, Peterka, 1965.

Fuente: Dr. Felipe I. Arreguin Cortes, "Lecturas de Cavitación", Universidad Autónoma de México

Geometría de los aireadores

En la figura 2.18, se presenta la geometría de los dispositivos aireadores y puede observarse el escalón, que es una de las formas más comunes para lograr la separación del agua de la superficie del vertedor.

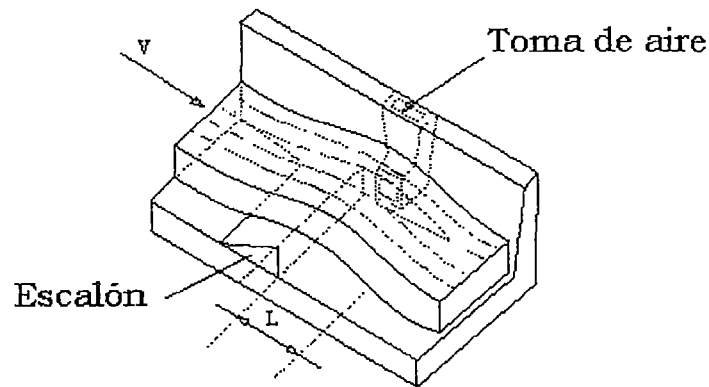


Figura 2.18 -Geometría de los aireadores, Pinto N.L., 1982

Fuente: Dr. Felipe I. Arreguin Cortes, "Lecturas de Cavitación", Universidad Autónoma de México

Una vez que el aire es incluido en el agua, las burbujas tienden a ser arrastradas aguas abajo por la corriente, y a subir debido a la flotación de las mismas, además como el flujo es turbulento la difusión tenderá a separar la masa de burbujas.

Así, la concentración de aire será menor conforme el flujo se aleja del aireador disminuyendo con esto, la protección que el aire brinda a las superficies expuestas a cavitación. Cuando esto suceda será necesario colocar un nuevo dispositivo aireador, que incluya aire en el flujo y así sucesivamente.

Un ejemplo de esta aplicación tenemos en la represa Nurek (RUSIA), los aireadores se colocaron con separaciones de: 10, 12, 14 y 15 m,

(ver figura 2.19) con lo cual se solucionó el problema de cavitación.

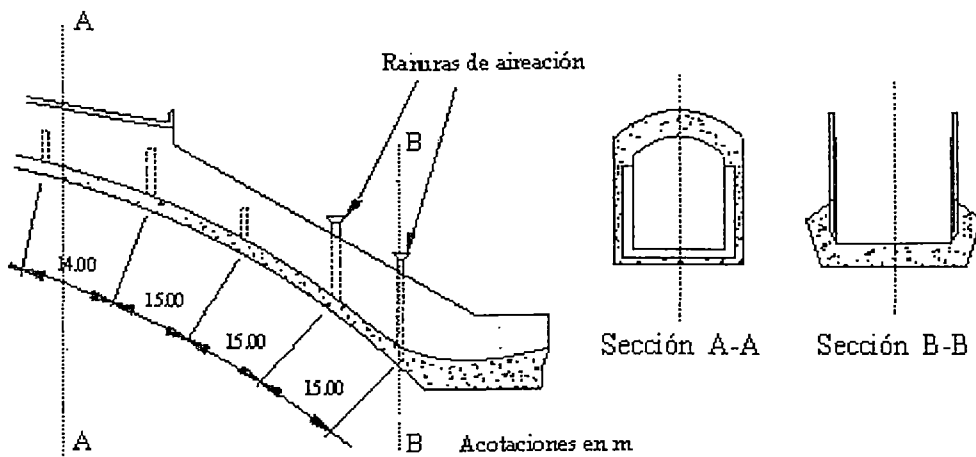


Figura 2.19 -Aireadores de la presa Nurek, Arreguin F, 1985

Fuente: Dr. Felipe I. Arreguin Cortes, "Lecturas de Cavitación", Universidad Autónoma de México

2.4.2. Cavitación en las Hélices de un Barco.

Se produce cavitación en las hélices de un barco, cuando la palas de la hélice que giran a gran velocidad crean tal depresión (principio de Bernoulli) en su cara anterior que las burbujas que salen de la hélice no son de aire, sino estrictamente vapor de agua. Estas burbujas se desplazan rápidamente hacia atrás hasta encontrar una zona de mayor presión donde volverán a convertirse en agua golpeando las palas de la hélice y arrancando en cada choque una microscópica partícula de metal.

El daño se manifiesta en la parte posterior con el aspecto de una corrosión, que va retrocediendo en su proceso destructivo hasta el centro de la pala (ver figura 2.20).

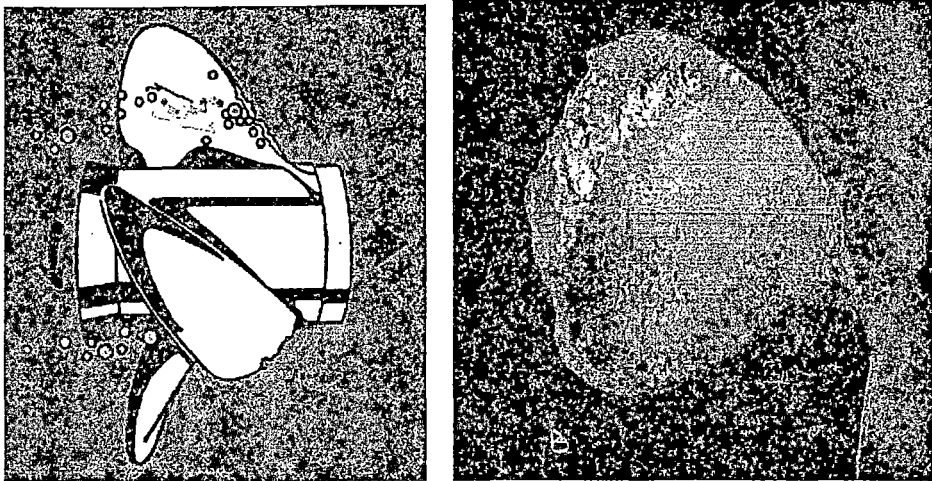


Figura 2.20 -Hélice erosionado por cavitación

Fuente: OLDS ENGINEERING Marine Division, www.olds.com.au

El fenómeno comienza incipientemente en el borde de la pala y no registra una merma de rendimiento, en esta etapa. Pero, si se incrementa la formación de las burbujas por el mantenimiento o aumento de la velocidad, estas avanzan hacia el centro de la pala y producen pérdidas de energía. Ello se debe a que la hélice comienza a funcionar en un vacío de agua, cada vez más enrarecido por el vapor.

2.4.2.1. Tipos de cavitación en la hélice de un barco

En la hélice de un barco, particularmente se presenta varios tipos de cavitación (ver figura 2.21) entre los cuales podemos mencionar los siguientes [17].

- ✓ Cavitación de burbujas
- ✓ Cavitación laminar
- ✓ Cavitación de Nube
- ✓ Cavitación Tipo Vórtice
- ✓ Cavitación Tipo Vértice de eje

- ✓ Cavitación de Raíz
- ✓ Cavitación en la cara de la hélice

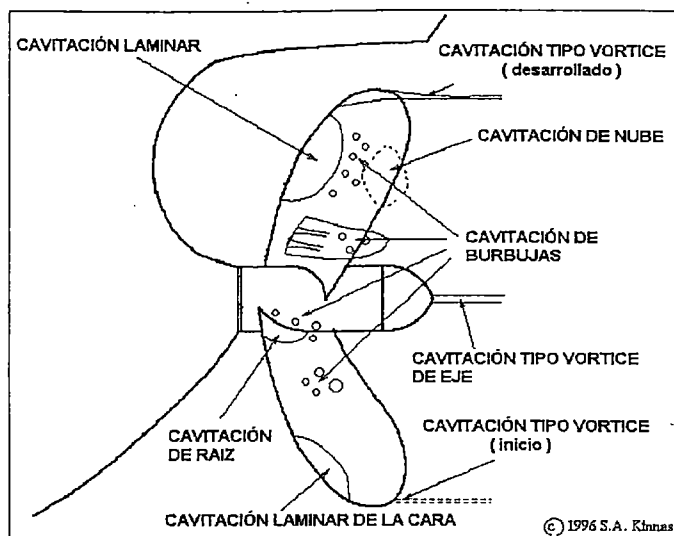


Figura 2.21 -Tipos de cavitación que se presenta en la hélice de un barco

Fuente: CAVITATION HOME PAGE at University of Texas at Austin,
<http://cavity.ce.utexas.edu>

2.4.2.2. Cavitación de Burbujas

En esta cavitación las burbujas colapsan muy violentamente por lo tanto, es ruidosa, erosiva y mala. En la figura 2.22 se muestra una típica cavitación de burbuja.



Figura 2.22 -Cavitación de Burbuja

Fuente: Cavitation on two-dimentional hidrofoil, www.fluidlab.naoe.t.u-tokyo.ac.jp

2.4.2.3. Cavitación Laminar

Tal cavitación es llamada Cavitación laminar o de hoja por que se parece a un claro de hoja. Como la variación de su volumen es pequeño, no causa gran ruido o vibración (ver Figura 2.23).

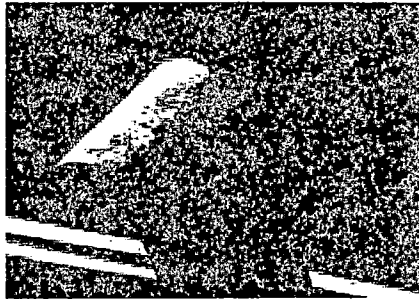


Figura 2.23- Cavitación laminar

Fuente: Cavitation on two-dimentional hidrofoil, www.fluidlab.naoe.t.u-tokyo.ac.jp

2.4.2.4. Cavitación de Nube

La cavitación de nube, se da normalmente después de una cavitación laminar como se puede ver en la figura 2.24. Si a su alrededor la presión disminuye a partir de las condiciones de cavitación laminar, la cavitación en el perfil crece y causa tal efecto (nube) .Todo o parte de cavitación laminar se detiene dentro de un remolino que parece una nube. Esta cavitación causa serios daños, ruidos, vibración y erosión.

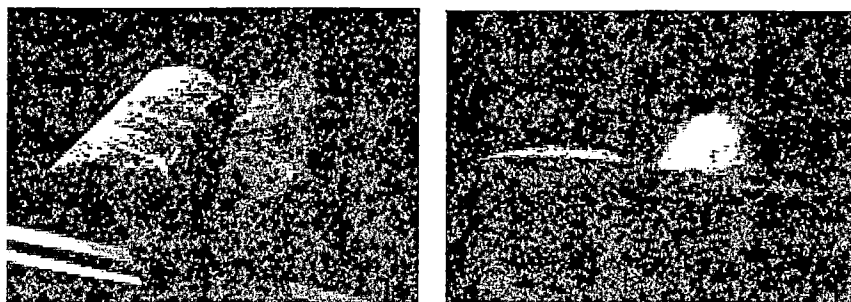


Figura 2.24 -Cavitación Laminar y de Nube en un perfil NACA 0015

Fuente: Cavitation on two-dimentional hidrofoil, www.fluidlab.naoe.t.u-tokyo.ac.jp

2.4.2.5. Cavitación Tipo Vortice

Laminas de agua en tres dimensiones en las puntas de la hélice, causan vortices de sus extremos y como la presión en el centro de los vértices son pequeñas, se genera la cavitación Tipo Vortice, ver figura 2.25.

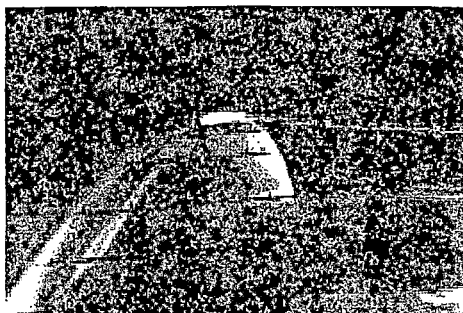


Figura 2.25 -Cavitación Tipo Vortice

Fuente: Cavitation on two-dimentional hidrofoil, www.fluidlab.naoe.t.u-tokyo.ac.jp

2.4.2.6. Cavitación Tipo Vortice de eje

Como se puede observar en la figura 2.26 el fenómeno de cavitación es hecho con dos vortices entrelazados uno con otro tal que se parece a una cinta torcida en dirección del eje.

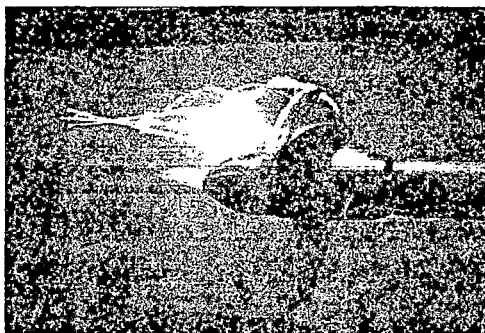


Figura 2.26 - Cavitación de Vortice de eje.

Fuente: CAVITATION HOME PAGE at University of Texas at Austin,
<http://cavity.ce.utexas.edu>

2.4.2.7. Túnel de Cavitación para Hélices de Barco

Los túneles de la cavitación, son las herramientas básicas de la hidrodinámica, es el lugar donde se prueban los modelos a escala de los sistemas de propulsión de las naves para estudiar su comportamiento en el agua, asegurándose de que cada uno sea el tamaño correcto para el diseño.

El diseño y la construcción de un túnel de cavitación es un acontecimiento no muy frecuente. Hay pocas compañías u organizaciones que pueden diseñar e incluso pocas capaces de construirlas. Estas compañías que se dedican a la construcción de los túneles para pruebas de cavitación y otros estudios referentes a las hélices de los barcos, brindan su servicio a compañías constructoras de barcos, Naves, submarinos, torpedos, etc.

Entre estas compañías constructoras de Túneles podemos mencionar algunas como: MITSUBISHI (Japón), Canal de Cavitación Large (USA), Túnel de Cavitación EMERSON (UK), ABB (Polonia), EL PARDO (España), entre otros.

A modo de ilustración podemos mencionar al Túnel EPL-LMH, describir su estructura y explicar brevemente su funcionamiento para una prueba de cavitación.

El Túnel de Cavitación de Alta velocidad del Laboratorio de Maquinas Hidráulicas (LMH) de la Swiss Federal Institute of Technology (EPFL) inaugurado en 1984 [18], ha sido orientado para el estudio del desarrollo de

la Cavitación en máquinas hidráulicas, y especialmente para procesos de erosión asociados con este fenómeno.

El Túnel de Cavitación es un circuito cerrado de un diseño muy compacto, construido para tres diferentes niveles (ver figura 2.27). La bomba consume el agua del reservorio aguas abajo haciendo que el flujo recircule, entonces pasa por una boquilla de la reducción de una proporción de aproximadamente 40 para asegurar un buen ingreso de flujo en la sección de prueba. El flujo pasa a través de un difusor horizontal, entonces un giro de difusores que se extiende hacia abajo (en el codo), completa la desaceleración y la uniformidad del flujo antes de que alcance la sección de trampa de burbuja, en el primer nivel.

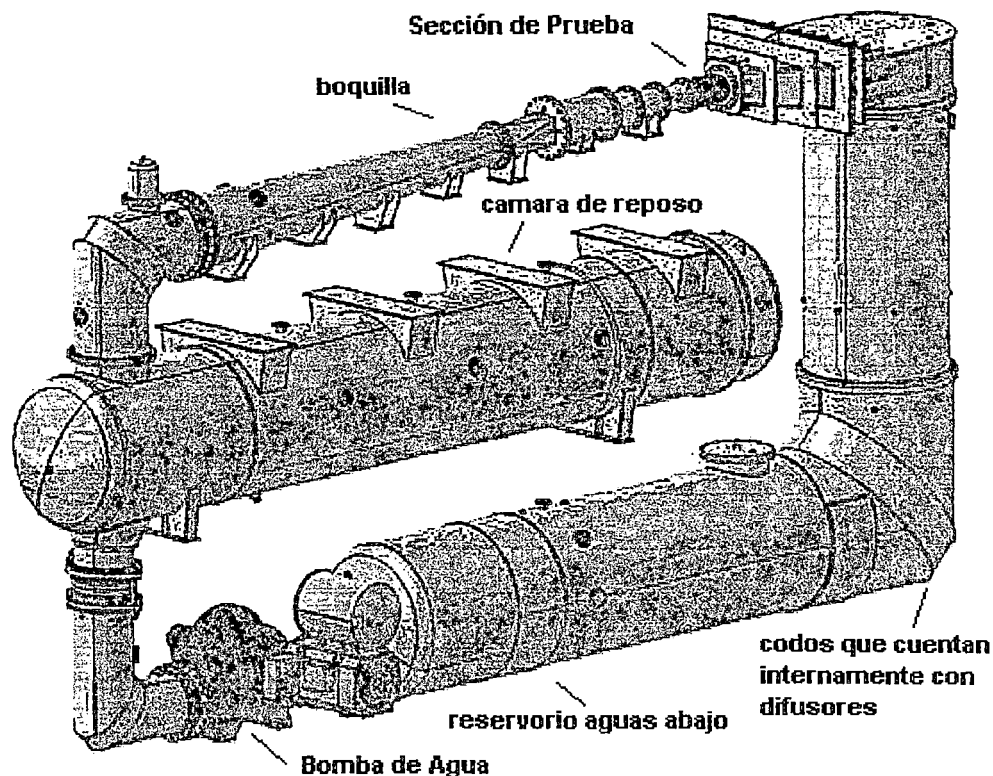


Figura 2.27 -Túnel de Cavitación; sección de prueba 150x150x750mm

La bomba de doble succión mantiene una altura total de 36,5 m y 1,125 m³/s a 885 RPM. Esta bomba está acoplada directamente a un motor DC-eléctrico de 500 KW. La sección de la prueba rectangular (figura 2.28), tiene dimensiones internas de 150 mm x 150 mm x 750 mm que corresponde a una proporción de flujo máximo de 50 m/s. Las ventanas ópticas se construyen con un plato del perspex protegido, que supera la reflexión ligera del rango de longitud de onda que corresponde a la emisión ligera del láser de Ion de argón, usado al realizar láser-Doppler.

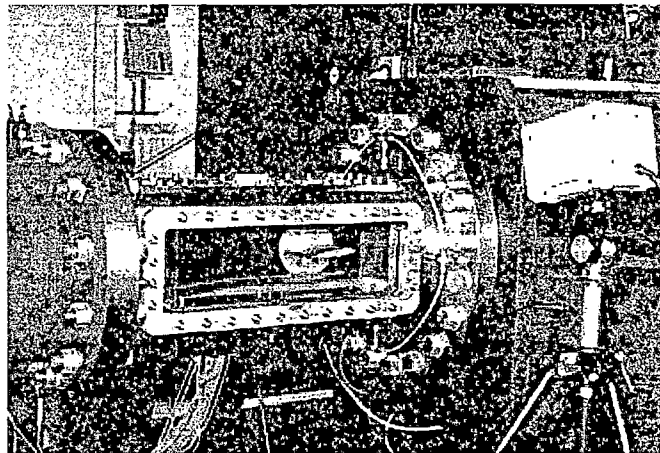


Figura 2.28- Detalle de la Sección de Prueba

Las condiciones de flujo macroscópicas son definidas en la sección de prueba. La velocidad media del flujo, el coeficiente de cavitación y las medidas de presión absolutas en ambos extremos de la boquilla, la medida de temperatura en la parte más alta del reservorio.

El túnel tiene la ventaja de funcionamiento totalmente controlado. Además de esto, un computador puede leer los cambios de los parámetros y modificarlos vía un puesto de trabajo conectado a una red de Ethernet. Los valores instantáneos de los parámetros activos, están de esta manera

accesible a uno o más clientes.

El mando de estos parámetros se ha realizado por dos sistemas programables. Los primeros mandos en la proporción de flujo ajustando la velocidad de giro de la bomba, los segundos mandos en la presión estática. Los dos sistemas se conectan a un sistema del mando principal a través de las líneas de serie y las interfaces analógicas, permitiendo la comunicación con la instrumentación y con la máquina del servidor.

Se realizan las visualizaciones con cámaras de Video electrónicas IMC500. Se graba en tiempo real, los momentos de cambio de los parámetros hidrodinámicos, además, esta cámara se conecta a una tabla digitalizando el video. Esto permite almacenamiento de una gran cantidad de datos en los dispositivos de almacenamiento y un proceso de imagen extenso.

2.4.3. Cavitación Bombas de Vacío de Anillo Líquido

2.4.3.1. Descripción

La cavitación en una bomba de anillo líquido se da de igual manera que en los equipos hidráulicos donde existe un fluido como el agua, una presión de vacío y temperatura asociados entre si. Observando los componentes internos de una bomba revela, muchas áreas que pueden dañarse por Cavitación, ver figura 2.29 en este caso, se trata de una bomba de anillo líquido de 02 etapas.

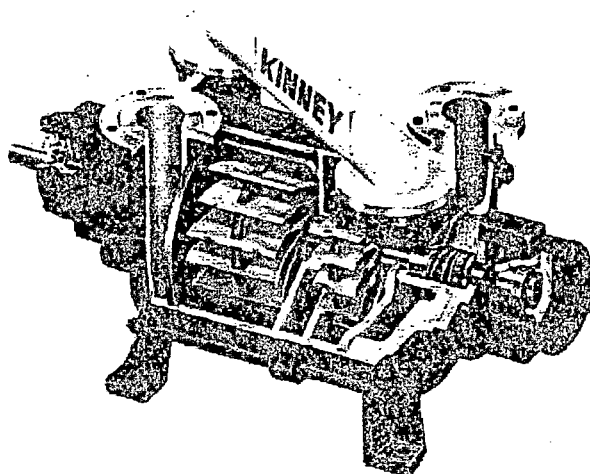


Figura 2.29- Corte de la bomba de vacío de anillo líquido de dos etapas

Fuente: TUTHILL VACUUM AND BLOWER SYSTEM, Springfield USA,
www.tuthill.com

Para controlar o prevenir la cavitación en una bomba de anillo líquido, el líquido de sellado (agua) debe ser capaz de soportar el nivel de vacío establecido sin hervir o vaporizar, la vaporización del líquido de sellado, establece las estructuras de cavitación en la bomba [11].

En el proceso de cavitación, el microjet de agua de alta velocidad, arranca material de las superficies metálicas internas de la bomba, el daño se reconoce por que presenta una serie de cráteres o agujeros de similar forma en el impulsor y parte de la carcasa, como se puede observar en la figura 2.30 y se presenta generalmente la primera etapa de la bomba que está expuesta a más vacío.

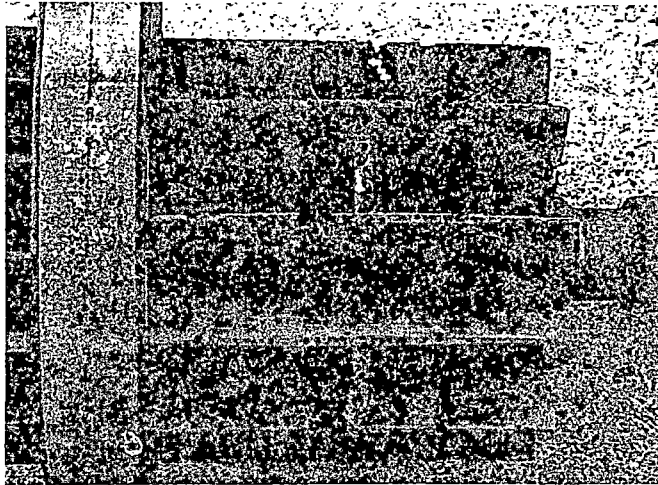


Figura 2.30- Daños por cavitación en el impulsor de la bomba en la primera etapa

Fuente: Kevin Skelton, "Cavitation in Liquid Ring pumps used in condenser venting service", www.graham-mfg.com

Para que ocurra el colapso de las burbujas de vapor, debe haber un aumento de presión en esa área de la bomba, una vez que sucede la vaporización se espera un aumento en la presión, donde el gas es comprimido mientras pasa a través de la bomba condensando violentamente. Por consiguiente, para mantener a la bomba alejada de la cavitación a temperatura del agua, debe permanecer por debajo del punto de saturación que corresponde a la presión de ingreso para que no vaporice.

El líquido de servicio debe ser suficientemente frío para evitar la vaporización a la presión de operación más baja prevenible de la bomba. Una vez que la vaporización ocurre a la presión más baja, es inevitable un colapso, por que el gas es comprimido a una presión más alta.

2.4.3.2. Ejemplo y Análisis de una Bomba de Vacío de Anillo Líquido de dos etapas usado en el servicio de Evacuación de gases de un Condensador de Ventilación de la Corporación Graham NY USA

En la figura 2.31, se muestra la capacidad de manejar aire seco en libras por hora (PPH), la temperatura de salida del agua en °C, es trazada como una función de la presión de succión de la bomba en KPa absoluto. La presión de vapor del agua también es trazada para ver dónde la bomba cruza la región en la que ocurrirá la vaporización. Es importante recalcar que la temperatura de salida de agua de la bomba, es usada en este gráfico, ya que es esta quien finalmente regula la presión de succión de la bomba.

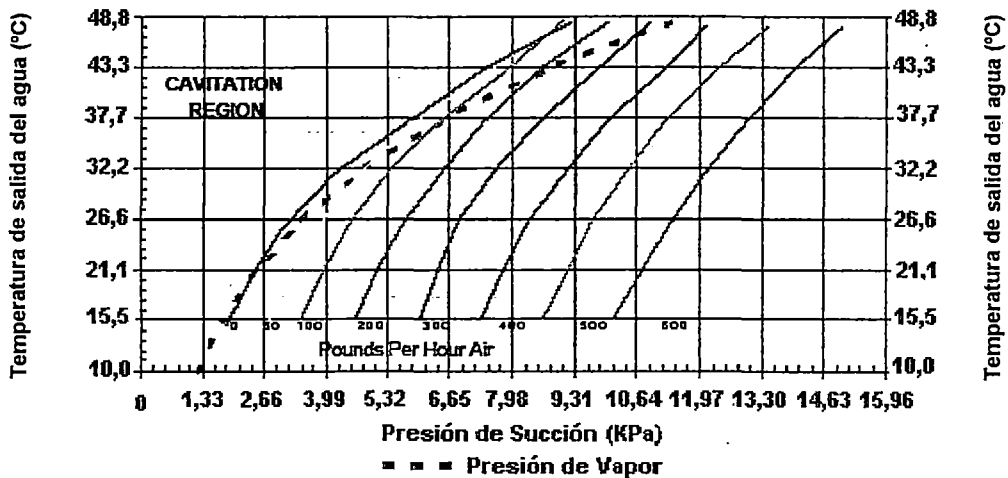


Figura 2.31-Cavitación de una bomba de vacío de anillo Líquido

Fuente: Kevin Skelton, "Cavitation in Liquid Ring pumps used in condenser venting service", www.graham-mfg.com

Algunos resultados interesantes del comportamiento se documentan en este gráfico. Primero, se muestra que una bomba de anillo líquido puede operar, sin cavitación, si la temperatura del agua soporta el vacío. Esto

realmente ilustra, cómo la capacidad de una bomba de vacío de anillo líquido es afectado por la temperatura del agua o líquido de servicio.

En la ilustración de la figura 2.32, podemos ver que el daño por Cavitación puede ocurrir en cualquier parte interior de la bomba, en este gráfico se muestra una serie de temperaturas de ingreso de agua versus la presión de la succión, como una función de la temperatura de agua. Otra vez, la curva de presión de vapor para el agua, se traza para completar el análisis en este gráfico.

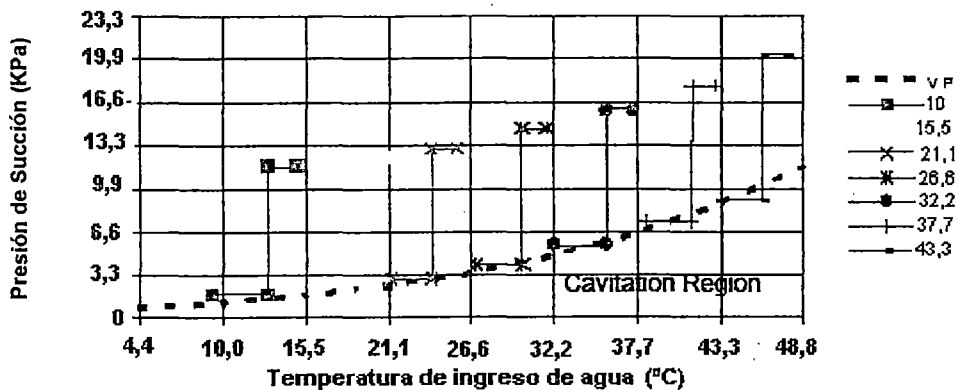


Figura 2.32 -Operación de la bomba de Anillo Líquido sin carga.

Fuente: Kevin Skelton, "Cavitation in Liquid Ring pumps used in condenser venting service", www.graham-mfg.com

Cada conjunto de líneas muestra la presión y temperatura que fue medida en cada etapa de la bomba de Anillo Líquido, para una temperatura de agua inicial dada. Cada porción de la línea horizontal más baja, muestra el incremento de la temperatura en la primera etapa, mientras que la línea vertical ilustra el incremento en la presión de la primera etapa a la segunda, para una temperatura dada.

La línea horizontal superior que es más corta, indica el incremento de

la temperatura en la segunda etapa. Por propósitos de simplificación, la presión mostrada en cada etapa, viene siendo de igual manera constante para el incremento en la temperatura.

Esto es cierto, si usted considera que la presión en cada alabe individual del impulsor es constante, pero aumentando de igual forma el giro del impulsor. La prueba demostraría que la temperatura del agua aumenta a lo largo de la longitud de la bomba.

El gráfico también muestra, que el agua más fría mantiene la bomba de anillo líquido fuera de la región de cavitación y cuando el agua se pone más caliente, el impulsor de la primera etapa entra en la región de Cavitación.

Un caso más extremo probado se muestra en la Figura 2.33, para el caso de agua a 43,3 °C, más del impulsor de la primera etapa está en la región de Cavitación. Como el impulsor gira y el gas es comprimido a la presión de la interfase, el colapso ocurre en esta área del impulsor.

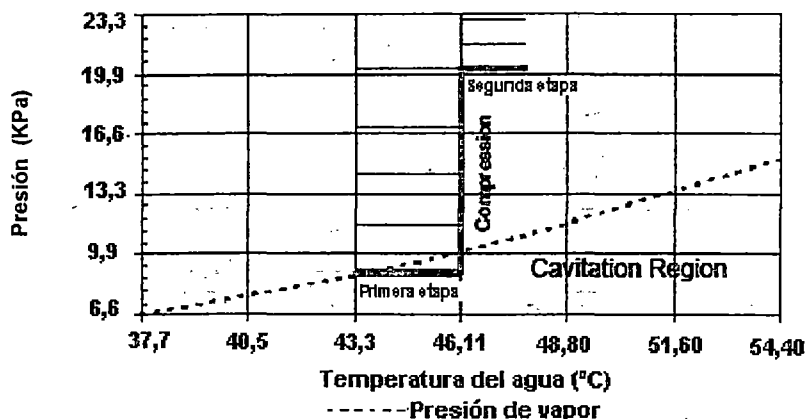


Figura 2.33- El perfil de presión con agua a 38 °C.

Fuente: Kevin Skelton, "Cavitation in Liquid Ring pumps used in condenser venting service", www.graham-mfg.com

2.4.4. Cavitación en una Bomba Hidráulica.

La cavitación en una bomba hidráulica, ocurre cuando ésta gira a mucha velocidad haciendo circular el aceite con poca resistencia y si existe una estrangulación que limita el paso de aceite del depósito a la bomba, entonces tiende a aspirar más aceite de lo que recibe, formándose burbujas de aceite en el aceite.

La bomba sufre daño al pasar estas burbujas gaseosas del lado de baja presión al de alta presión, al suceder ese cambio violento se produce una implosión (ver figura 2.34), que hace que se desprendan partículas metálicas de la bomba; vibra, hace ruido, se desgasta excesivamente y termina por agarrotarse.

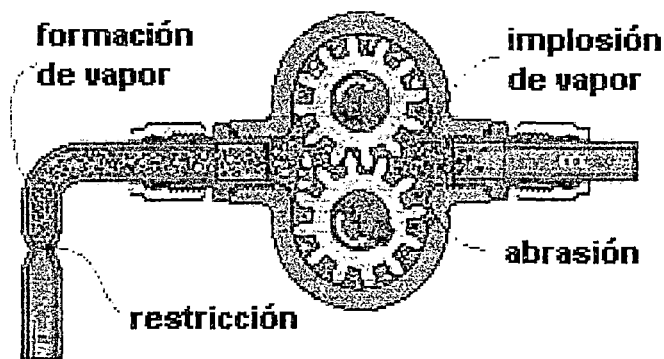


Figura 2.34 -Cavitación en una bomba Hidraulica.

Fuente : James C. Fitch, " Causes of gear pumps cavitation", www.noria.com

2.4.4.1. Aire en la aspiración en una bomba Hidráulica

La presencia de aire en la aspiración, afecta de igual forma que las burbujas en la cavitación, produce ruido, en el depósito se forma espuma, disminuye el caudal y el funcionamiento se hace irregular.

Cuando se comprimen las burbujas de aire, se puede deteriorar el cuerpo interno de la bomba, se erosiona como se puede ver en la figura 2.35. Se produce la entrada de aire cuando hay una fuga o la tubería de aspiración no esta sumergida lo suficiente en el deposito de aspiración.

No hay que confundir la cavitación con la entrada de aire. En la cavitación son burbujas de aceite en el aceite; en la entrada de aire, son burbujas de aire.

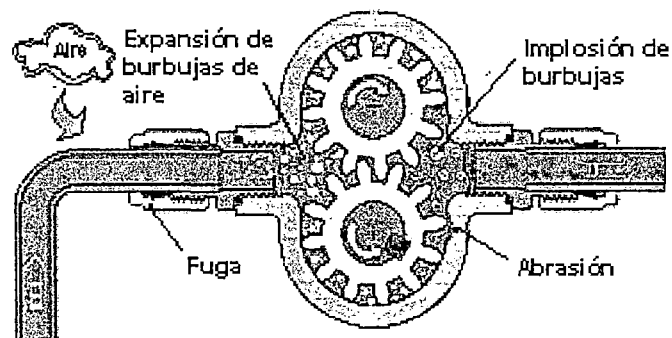


Figura 2.35- Aireación en una bomba Hidráulica

Fuente: James C. Fitch, "Causes of gear pumps cavitation", www.noria.com

2.4.4.2. Causas de cavitación en una bomba Hidráulica.

1. Diseño del tanque.- Turbulencia en el tanque que mezcla aire en el aceite o no permite simplemente que el aire sea eliminado del aceite [12].
2. Filtración en la línea de succión.- Las fugas o filtraciones. esto a menudo se asocia con el sello del eje en la bomba que permite que el aire ingrese.
3. Restricción en la línea de succión.- Las líneas de succión son a veces demasiado largas, demasiado estrechas o se tapan

simplemente (ejemplo: un filtro en la succión)

4. Altura insuficiente.- Dependiendo de la viscosidad y de la línea de succión del aceite, la bomba debe situarse lo más cerca al tanque de succión, para permitir al aceite fluir fácilmente del tanque al puerto de entrada de la bomba.
5. Problemas de eliminación del aire.- Mientras que los aceites envejecen y se contaminan las características de eliminación de aire se deterioran. Esto significa simplemente que una vez que las burbujas de aire se forman permanecen introducidas en el interior del aceite y no se desplazan en el depósito.
6. Vapor de agua.- Cuando los aceites calientes se contaminan con agua la unión sobrecalentada formara burbujas de vapor en el aceite.
7. Alta Viscosidad.- Cuando la temperatura del depósito es demasiada fría, la viscosidad puede ser muy alta, que no permita un flujo apropiado del aceite en la línea de succión y en la bomba.

2.4.5. Cavitación en Turbinas Hidráulicas

2.4.5.1. Generalidades

Durante el período experimental de las turbinas, se encontró que al aumentar la velocidad específica de una turbina, se producían fenómenos al principio inexplicables que se hacían patentes, aun en el caso de turbinas de menor velocidad específica, pero a las cuales se hacía trabajar con grandes

cargas y considerable altura de aspiración.

La forma como se manifestaba tales fenómenos consistía en una reducción de la potencia y por tanto de la eficiencia de la turbina (sobre todo en el caso de cargas mayores), así como en vibraciones y fuertes ruidos provocados por golpes en el interior del tubo.

Después de muchas dificultades y experiencias infructuosas se encontró que todo era debido a la formación de "cavidades" que tenían lugar sobre la cara inferior de los alabes, a causa del vacío producido por la carga de aspiración existente debajo del rodete móvil.

2.4.5.2. Descripción del fenómeno

Este fenómeno se da en las turbinas, cuando en zonas de altas velocidades llega a formarse vapor de agua, esto debido al descenso local de la presión, que se reduce por debajo de la presión de saturación del agua, entonces se evapora y forma burbujas.

Estas burbujas que reducen más aun el paso del fluido, luego de pasar la zona de vaporización, recuperan mayor sección aumentando así la presión bruscamente, produciéndose entonces una brusca condensación y este efecto golpetea la superficie originando cavidades.

Entonces, el material queda sometido a elevados esfuerzos que lo erosionan (ver figura 2.36), esto a su vez acelera la cavitación, al acelerarse localmente el líquido en dichas irregularidades.

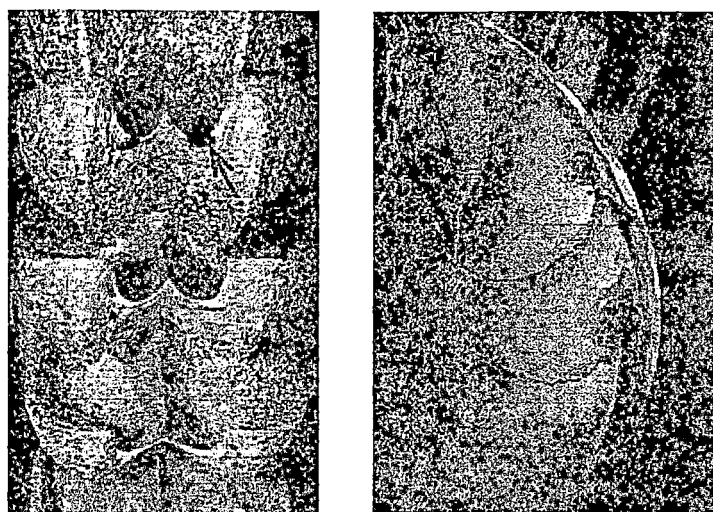


Figura 2.36 –Turbinas Pelton y Francis erosionadas por cavitación.

Fuente: Acoustical Society of America, Acoustic Bubble Traps, www.acoustics.org

2.4.5.3. Altura de succión y la depresión dinámica en turbinas

En las Turbinas de Reacción, al salir el agua de los rodetes es conducida al desfogue por un Tubo de Aspiración, que permite aprovechar la carga al máximo. Sin embargo desde que el agua ingresa al rodete genera presiones absolutas bajas que pueden incluso provocar la ebullición y por ende la cavitación.

Para eliminar la posibilidad de que aparezca la cavitación, debe hacerse un proyecto donde se garantice que las presiones sean mayores que las de vaporización. En el caso de Turbinas de Reacción, este control se realiza proyectando adecuadamente el desnivel entre el rodete y el desfogue, que se denomina "altura de succión".

2.4.5.4. Análisis de la presión estática en la Turbina

La presión estática a lo largo del alabe no es constante, si no que

varía según avanza el fluido. El fluido agua golpea contra las palas de la turbina como puede observarse en la figura 2.37a y como también podemos ver en la figura 2.37b, en un diagrama computacional las diferentes presiones zonificadas por colores que presentan las palas de una Turbina Kaplan, de aquí podemos decir que el color naranja – amarillo son las zonas presurizadas y el color azul (bajo la pala) las zonas de baja presión.

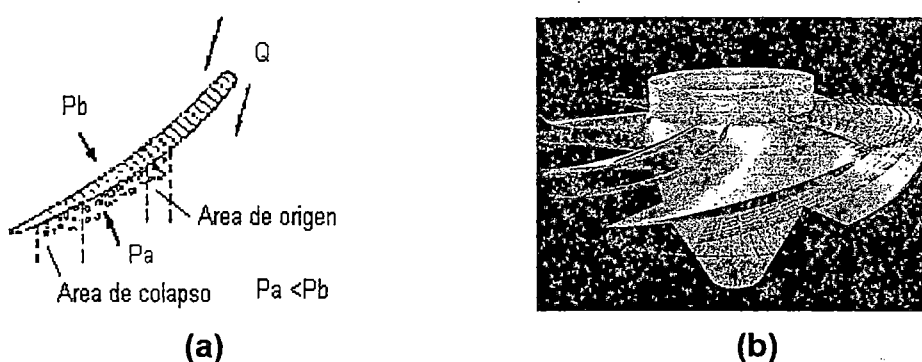


Figura 2.37 - Análisis de presiones en el alabe de una Turbina Kaplan

Fuente: Electrical Engineering Tutorials : Kaplan Turbina, [http:// powerelectrical.blogspot.com](http://powerelectrical.blogspot.com)

Si por ejemplo en una Turbina en la que el flujo ingresa a alta presión P_2 y sale a baja presión P_1 (ver figura 2.38) , podemos decir lo siguiente:

Acomodando el alabe según conveniencia, la curva promedio de presiones sería lo que se muestra en la figura 2.38, donde podemos observar que debajo de la sección del alabe mostrado, la presión mínima P_{min} no debe ser igual a la presión de vaporización del fluido a la temperatura de trabajo (P_v), pues en ese instante se iniciará la evaporación del líquido, iniciando en consecuencia la cavitación.

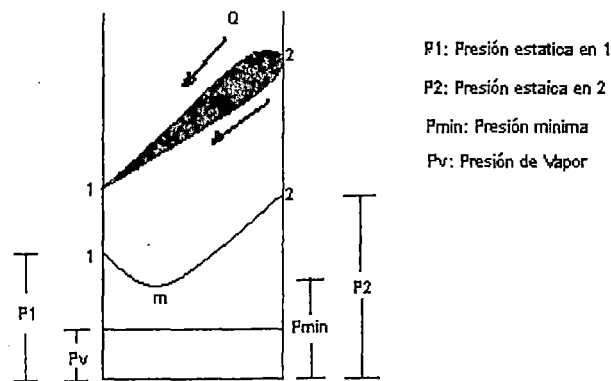


Figura 2.38- Análisis de la presión estática en el alabe de una Turbina

Fuente: Propia, basado en el Libro de Turbomaquinas I de M. Salvador Gonzales.

2.4.5.5. Coeficiente de Thoma o parámetro de cavitación (σ)

El parámetro de cavitación llamado coeficiente de Thoma (σ) establece el límite para la posición de las turbinas respecto al nivel aguas abajo, pero hoy en día las turbinas de reacción se instalan debajo de dicho nivel con el objeto de utilizar la mayor parte de la carga, que tanto se puede hacer esto, lo determina el parámetro de cavitación σ .

El coeficiente de Thoma (σ), se obtiene en el laboratorio aumentando la velocidad específica N_s de los rodets hasta que empiecen a cavitarse, y es fácil de detectar ya que se escucha el ruido de las burbujas al aplastarse. Además, dichas burbujas se pueden observar con claridad si se usa un estroboscopio.

En la figura 2.39, se representa esquemáticamente la instalación de una turbina hidráulica, el tubo de aspiración, la posición del rodete y el nivel del desfogue. En el punto 1 de la figura, corresponde a la parte media del rodete vertical mostrado y precisamente al primer punto de contacto del

agua con dicho rodete.

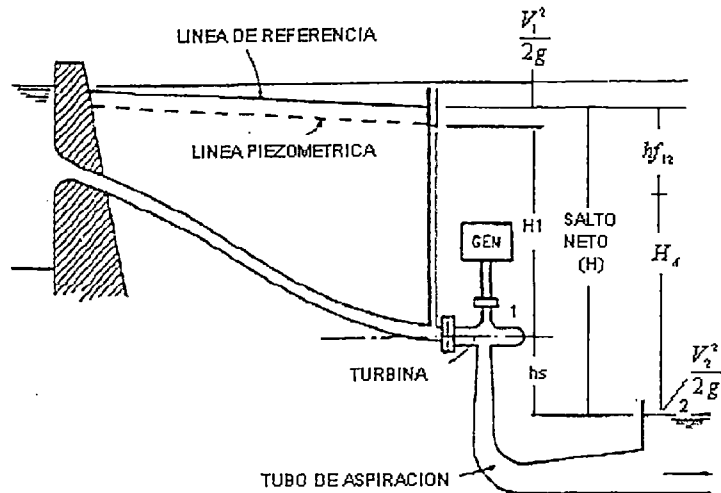


Figura 2.39- Representación de la instalación de una turbina de Reacción

Fuente: Pedro Asuyo, Jorge Mauro, "Detección de cavitación en Turbina Francis"

Si se aplica la ecuación de la Energía entre las secciones 1 y 2, tomando presiones absolutas y con nivel de referencia indicado en la figura, cuando el nivel del desfogue está abajo del rodete, se tendrá:

$$H_s + \frac{V_1^2}{2g} + H_1 = \frac{V_2^2}{2g} + H_A + hf_{12}$$

Donde hf_{12} es la pérdida de energía, desde que el agua entra en contacto con el rodete hasta que sale por el desfogue.

Si se acepta que la velocidad en el desfogue es despreciable $V_2 = 0$, de la expresión anterior se concluye que la presión absoluta en el punto 1, es:

$$H_1 = H_A - H_s - \left(\frac{V_1^2}{2g} - hf_{12} \right)$$

Y para que no haya cavitación H_1 debe ser siempre mayor que la presión de vaporización del agua H_v , o lo que es lo mismo, debe cumplirse:

$$H_A - H_s - \left(\frac{V_1^2}{2g} - hf_{12} \right) \geq H_v$$

Es decir para evitar la cavitación, el desnivel H_s , que es la altura de succión, debe sujetarse a la condición:

$$H_s \leq H_A - H_v - \left(\frac{V_1^2}{2g} - hf_{12} \right) \dots\dots\dots (1)$$

Thoma comprobó que el término que se encuentra entre paréntesis de esta expresión puede relacionarse con el salto Neto H , mediante un factor σ que a su vez depende exclusivamente de la velocidad específica del rodete [24].

Es decir:

$$\left(\frac{V_1^2}{2g} - hf_{12} \right) = \sigma H$$

Donde $\sigma = f(N_s)$; entonces de la expresión 1, puede escribirse:

$$H_s \leq H_A - H_v - \sigma H$$

Que señala la posición del rodete en relación con el nivel del agua en el desfogue, necesaria para que no se presente cavitación.

En la práctica, se considera un coeficiente de cavitación de la instalación igual a:

$$\sigma = \frac{(H_A - H_s - H_v)}{H}$$

Donde:

H_A : altura barométrica

H_s : altura de aspiración

H_v : altura de vapor

H : salto neto

La altura de succión H_s es positiva si el desfogue se encuentra debajo del rodete, como se consideró en este desarrollo (figura 2.39), y negativa en el caso contrario.

En el cuadro siguiente se indican algunos valores de σ obtenidos por Kratochvil. [24]

N_s	0	50	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
σ	0	0,02	0,05	0,11	0,21	0,35	0,53	0,75	1,15	1,60	2,0	2,3

También pueden usarse fórmulas, como las siguientes:

Schapov : Para $70 < N_s < 800$

$$\sigma = \frac{(0,01N_s - 0,54)^2}{45} + 0,035$$

USBR:

$$\sigma = \frac{(N_s)^{1,64}}{50327}$$

El coeficiente de Thoma σ debe ser superior al coeficiente de

cavitación crítico de la turbina (σ_c), el cual está definido a partir de las velocidades a la salida de la rueda. La figura 2.40 muestra los rangos aproximados de σ_c . [7]

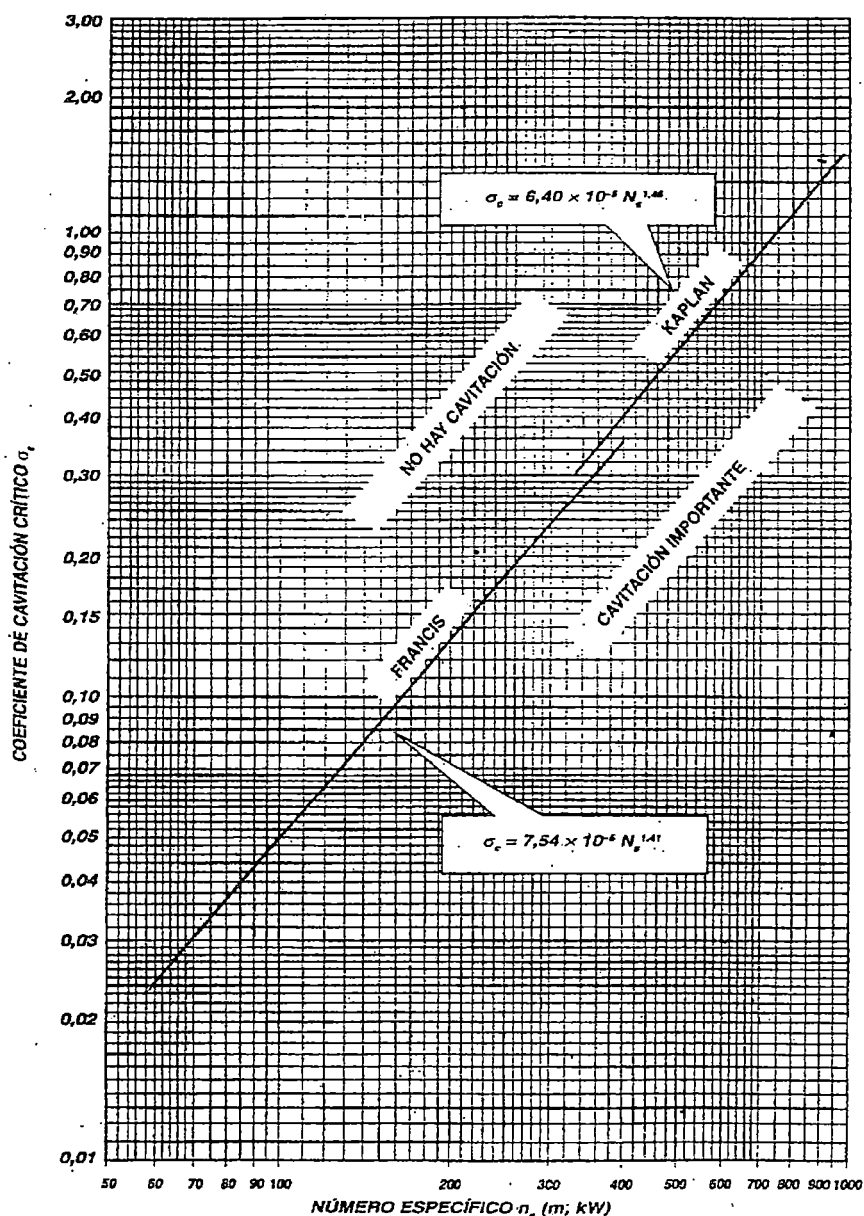


Figura 2.40 - Coeficiente de cavitación crítico de Turbinas Francis y Kaplan.

Fuente: Jara Tirapegui Wilfredo, "Máquinas Hidráulicas", INIFIM

De esta forma, la altura máxima de aspiración corresponderá a:

$$H_{S_{\max}} = H_A - H_V - \sigma_c H \dots\dots (2)$$

De (2) se deduce que estaremos más expuestos a la cavitación, cuando:

- ✓ Mayor es la temperatura del agua
- ✓ Mayor es la altitud donde será instalada la turbina.
- ✓ Mayor es el número específico.

2.4.5.6. Áreas Típicas de Cavitación en una Turbina

Es importante saber esto por que nos permite realizar inspecciones periódicas en esas áreas y poder contar también con un plan de mantenimiento eficiente que evite una parada a causa de algún daño crítico no atendido.

En las figuras 2.41 y 2.42 podemos observar las áreas típicas de cavitación en una turbina de reacción

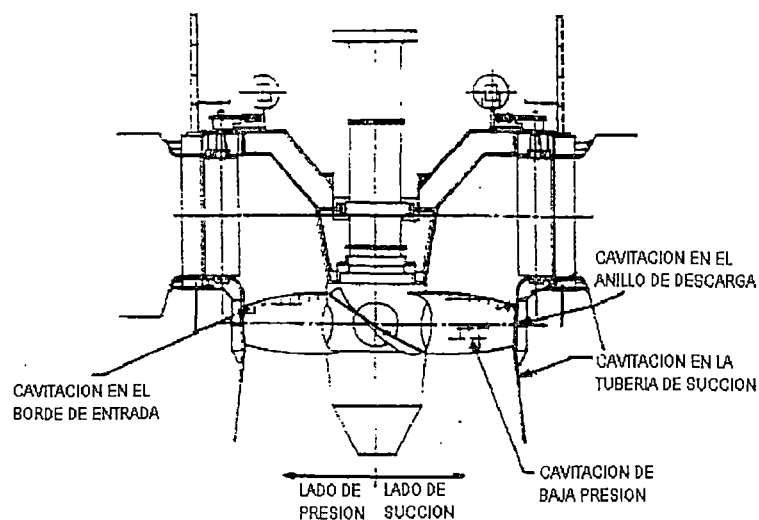


Figura 2.41- Típicas Áreas de cavitación en las Turbinas Kaplan

Fuente: BUREAU OF RECLAMATIOM, William Duncan Jr., www.usbr.gov

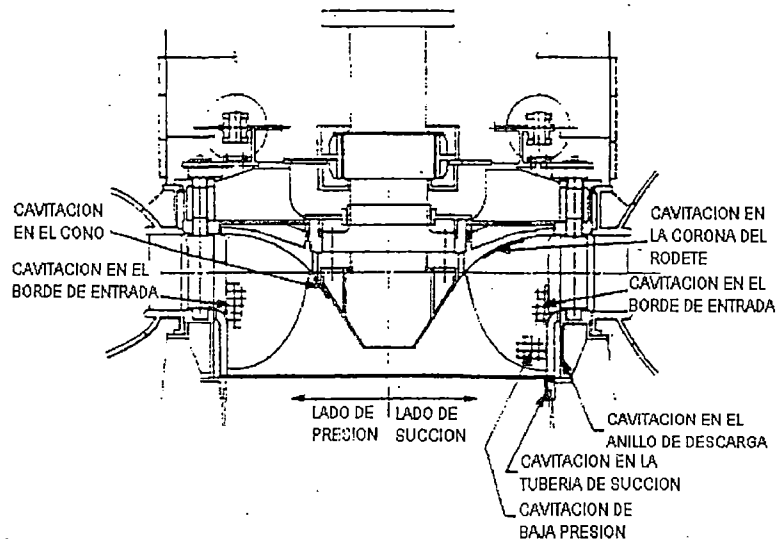


Figura 2.42- Típicas Áreas de cavitación en las Turbinas Francis

Fuente: BUREAU OF RECLAMATION, William Duncan Jr., www.usbr.gov

2.4.5.7. Banco de ensayo para pruebas de cavitación en turbinas

Existen diversas casas fabricantes de turbinas que realizan pruebas de cavitación, compañías importantes como ABB ALSTOM Power (Francia), US Boreal of Reclamation (USA), VATECH Escher Wyss (Suecia), VOITH SIEMENS (Alemania), GE HYDRO (Canada), HITACHI (Japón), entre otras que cuentan con bancos de pruebas de cavitación para Turbinas.

Como primer ejemplo podemos mencionar a la plataforma de pruebas de cavitación de la casa constructora de Turbinas ESCHERWYSS [6] (ver figura 2.43), esta plataforma en circuito cerrado, permite la determinación y la observación de fenómenos de cavitación en las turbinas y bomba-turbinas. Se puede operar modelos hasta con una carga de 100m, con lo cual la mayor parte de los modelos se pueden examinar a las caídas naturales de operación con una potencia hasta de 450 CV (335,82 KW). Se tienen dos bombas que funcionan en serie o en paralelo de 400 C.V (298,50 KW). cada

una. Un caudal de 1100 l/s (1,1 m³/s) en paralelo.

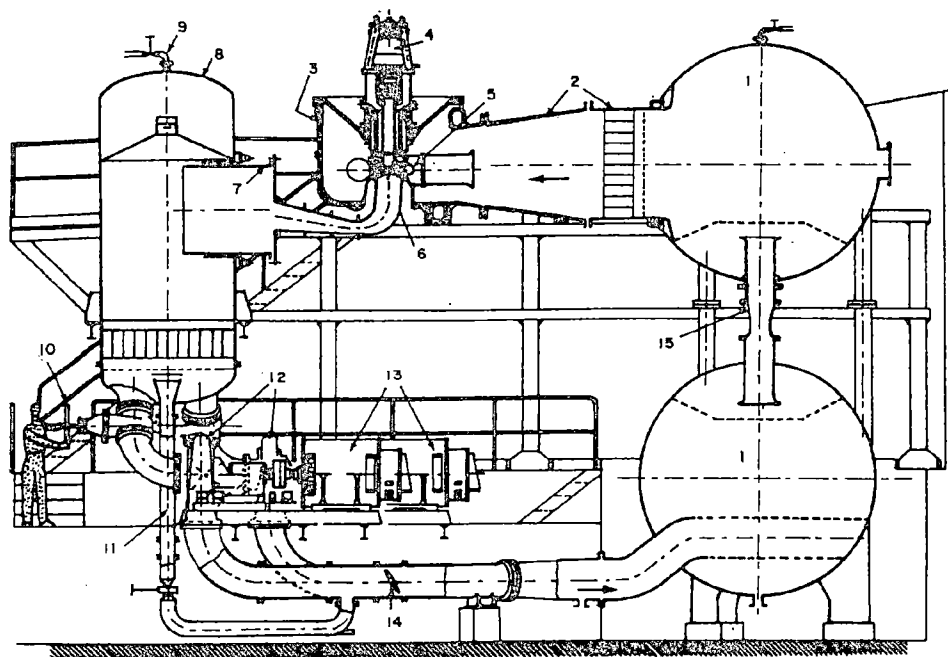


Figura 2.43.- Plataforma de Prueba de Cavitación de ESCHER WYSS

Fuente: Viejo Zubicaray, "Energía Hidroeléctrica Turbinas y Plantas"

Y se compone de lo siguiente: 1.-Tanques Esféricos de presión, 2.- Manguito de alimentación de agua con tranquilizador incorporado, 3.- Cámara de Turbinas en donde se montan los modelos Francis y Kaplan, 4.- Freno hidráulico, 5.-Turbina, 6.-Tubo de desfogue con ventanillas de observación, 7.-Tubo telescopio axial que permite el montaje de cualquier tubo de desfogue, 8.- Tanque aguas abajo, 9.- Conexión al aire comprimido o a la bomba de vacío para variar el coeficiente de cavitación, 10.-Válvulas para las bombas, 11.- By pass, 12.- Bombas centrífugas, 13.- Motores de 400 CV (298,50 KW) cada uno, 14. Válvula de mariposa para regulación de altura de la carga, 15.- Tubo de Venturi.

Como otro ejemplo también podemos mencionar al banco de Pruebas LAMH [25] (figura 2.44), su sección de prueba puede ser adaptada a una

variedad de turbinas, con diámetros que varían de 0,25 m a 0,5 m. Los límites de prueba son $1\text{m}^3/\text{s}$ como volumen de flujo, 2000 rpm para la velocidad de la turbina, 50 m de agua para la altura neta y 225 KW para la potencia generada. El bombeo de Agua es provisto por una bomba semiaxial con motor de velocidad variable de 260 KW de potencia.

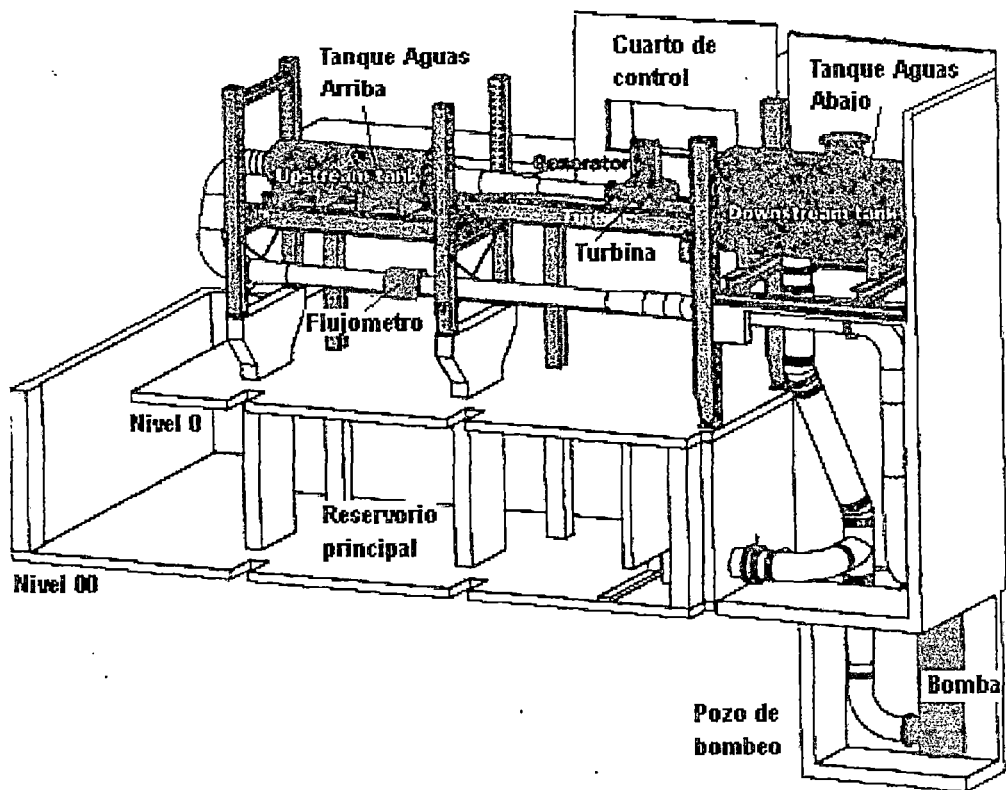


Figura 2.44 -Banco de Prueba de Cavitación del Laboratorio LAMH

Fuente: LAMH- Laboratoire de Machines Hydrauliques, Faculté des sciences et de génie- Université Laval – Canada., <http://lamh.gmc.ulaval.ca>

La longitud total de la estructura, de la salida del tanque aguas arriba a la entrada del reservorio aguas abajo es 6,4 m. El volumen total del circuito de prueba es 30 m^3 . La altura, la velocidad de rotación y la presión río arriba, son regulados por un circuito de servo-control, con un controlador

programable, se utilizan cámaras electrónicas, luces stroboscópicas y otros instrumentos de última generación (figura 2.45 para poder visualizar la cavitación).

En una operación de circuito cerrado, el agua es mantenida a temperatura constante y es recirculado agua fresca del reservorio principal por la bomba. Una suplementaria bomba de vacío permite que la sección río abajo sea despresurizada para iniciar la cavitación en la Turbina.

Las pruebas que se pueden realizar en este banco a parte de la evaluación del inicio de la cavitación y las visualizaciones de flujo a diferentes números de Thoma, también se mide los campos de velocidad y presión, estudios de vibración, medidas de empuje axial y radial, medidas estáticas y dinámicas del empuje en los alabes directores, medidas de los esfuerzos de torsión, de la fuerza y de la presión en los alabes de la turbina, pruebas de embalamiento.

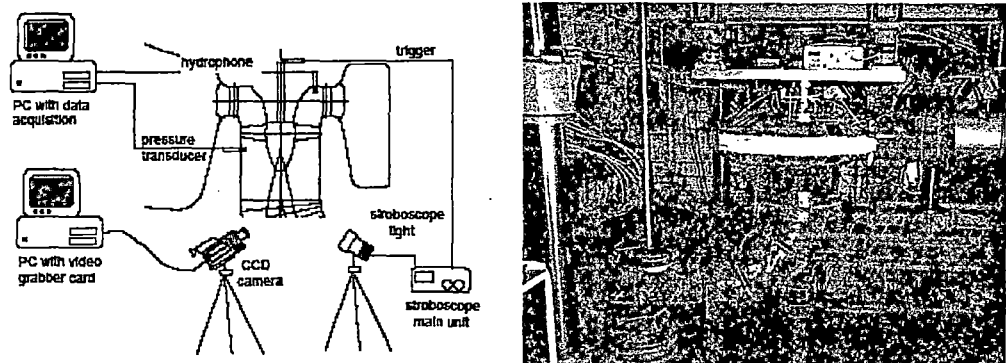


Figura 2.45- Instrumentación para detectar la cavitación en un banco de Pruebas

Fuente: IAHR , "Study of topological structures of cavitation with dynamical analysis and computer aided visulisation", www.turboinstitut.si.

2.4.5.8. Aplicación Computacional CFD en Cavitación de Turbinas Hidráulicas.

Muchas compañías en el mundo han incorporado a sus laboratorios de Máquinas Hidráulicas, avances científicos, por lo cual es posible realizar la simulación física de modelos a escala reducida en turbinas hidráulicas de todo tipo. Por otro lado, la simulación numérica de flujo (CFD) permite lograr diseños optimizados desde el punto de vista de su performance energética para cada proyecto en particular.

La dinámica de fluido computacional o CFD, es el uso de técnicas matemáticas de modelar el flujo del Fluido. Se puede utilizar el CFD para crear un prototipo virtual de la máquina y poder entender mejor su funcionamiento y mejorar su diseño (figura 2.46). La estrecha interacción entre la simulación numérica y física lleva a un proceso de mejora continua de diseño de máquinas hidráulicas.

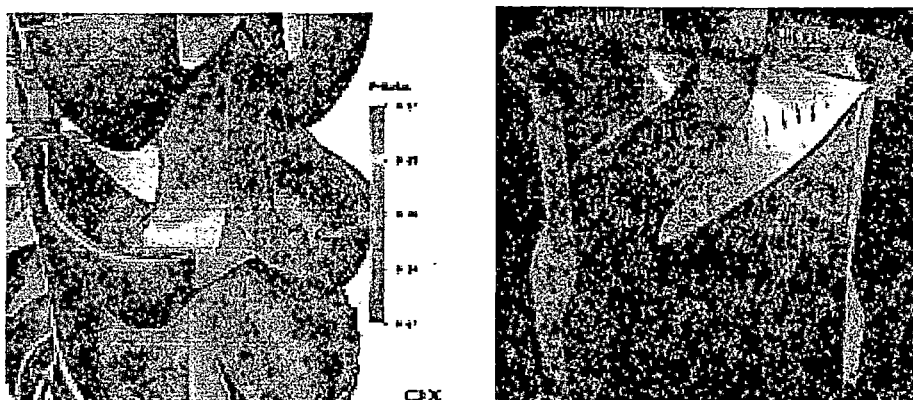


Figura 2.46- Simulación aplicando CFD en máquinas Hidráulicas, obsérvese las líneas de corriente y los diferenciales de presión por colores

Fuente: ELECTRICAL ENGINEERING TUTORIALS, Kaplan Turbina ;
[http:// www.powerelectrical.blogspot.com](http://www.powerelectrical.blogspot.com)

Las herramientas del CFD permiten predecir las características importantes del flujo con mucha exactitud. Esto permite que los límites de funcionamiento, la eficiencia y la cavitación de una turbina, se predigan en forma bastante aproximada para diversas condiciones de funcionamiento.

2.4.6. Cavitación en Tuberías y Accesorios

2.4.6.1. Cavitación en Venturis y Válvulas

En algunos casos, durante el movimiento del líquido por cauces cerrados, ocurren fenómenos ligados con la variación del estado de agregación del líquido, es decir, con su evaporación, así como en el desprendimiento de los gases disueltos en el líquido.

Por ejemplo, durante el flujo del líquido a través de un estrechamiento local del tubo surge el aumento de la velocidad y la caída de presión. Si la presión absoluta alcanza un valor igual a la presión de vapor saturado (P_v) de este líquido a una temperatura dada, en este lugar del flujo comienza una formación intensiva de vapor y el desprendimiento de gases, es decir, la ebullición local del líquido.

En la parte donde el flujo se ensancha, la velocidad disminuye, pero la presión aumenta, y la ebullición cesa; el vapor desprendido se condensa parcial o totalmente y los gases se disuelven poco a poco. Esta ebullición local del líquido generada por la caída de la presión local en el flujo con la subsiguiente condensación de los vapores en los lugares de presión elevada, se denomina cavitación.

Dicho fenómeno se puede demostrar claramente en un dispositivo muy sencillo de la figura 2.47. El agua u otro líquido se impulsa a la presión de varias atmósferas a la válvula reguladora A y después fluye a través del tubo de cristal, el cual, al principio, contrae gradualmente el flujo, y después lo ensancha aun más gradualmente y lo expulsa a la atmósfera a través de la válvula B.

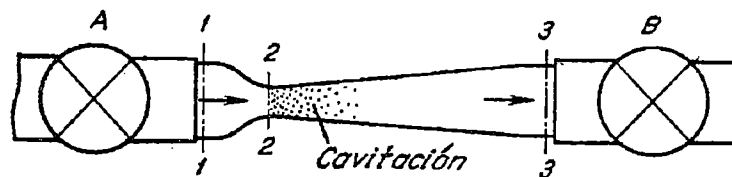


Figura 2.47- Esquema del tubo para demostrar la cavitación

Fuente: Boris Nekrasov, "Hidráulica", Edición MIR, Moscu.

Sí abrimos un poco la válvula reguladora y, por consiguiente, obtenemos pequeños valores de caudal (Q) y de velocidad, la caída de presión en el estrechamiento del tubo será insignificante, el flujo será bastante transparente y la cavitación no se observará. Abriendo gradualmente la válvula A aumenta la velocidad en el tubo y la presión absoluta decae [4].

Si la $P_{abs} = P_v$, donde P_v es la presión de vapor saturado, en el tubo aparece una zona bien visible de cavitación cuyas dimensiones aumentarán según se vaya abriendo la válvula.

La cavitación es un fenómeno indeseable y no se debe tolerarse en tuberías y otros asistentes hidráulicos. Cuando surge la cavitación aumenta considerablemente la resistencia de las tuberías, y por consiguiente,

disminuye su rendimiento.

La cavitación puede seguir en todos los dispositivos donde el flujo experimenta un estrechamiento local con un ensanchamiento ulterior, por ejemplo, en los grifos, válvulas, compuertas, diafragmas, surtidores, etc.

En la figura 2.48, podemos ver la formación de cavitación en un sistema sanitario que contiene una válvula de globo parcialmente abierta, las regiones de flujo de velocidad alta y presión baja generan cavitación.

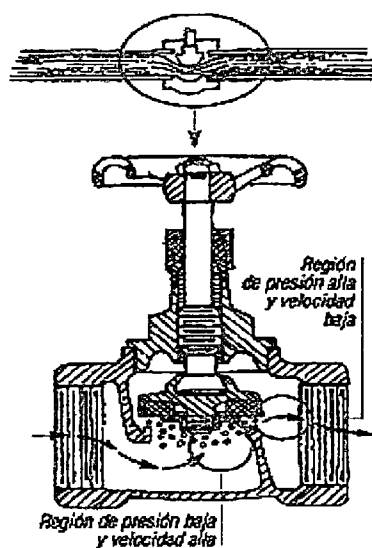


Figura 2.48- Formación de Cavitación en una válvula de Globo

Fuente: Arq. Néstor Hugo Salomón, "Ruidos en cañerías", Informe técnico compilado.

2.4.6.2. Cavitación en tuberías

Es importante considerar el papel que tiene la tubería en un sistema para evitar la cavitación, como es el caso en una instalación de bombeo.

El tamaño de la tubería de succión es mucho más importante por que muchos problemas en bombas son causadas por deficientes condiciones en la succión. La función de las tuberías de succión es suministrar una uniforme

distribución de flujo en la succión de la bomba, con suficiente presión para evitar excesiva cavitación en el impulsor de la misma.

La tubería de succión no debe ser nunca más pequeña que la conexión de succión de la bomba, y en muchos casos debe ser más grande. Las tuberías de succión deben ser lo más cortas y rectas como sea posible. La velocidad en las tuberías de succión debe estar en el rango de 1,5 m/s a 2,5 m/s, rangos menores es mucho mejor.

En ciertos casos, el surgimiento de la cavitación es posible también en tuberías de sección constante, al aumentar la altura de posición y por pérdidas hidráulicas, como el caso anterior.

Por ejemplo, en los sistemas hidráulicos del avión, la cavitación puede sufrir a causa de disminuir la presión exterior durante el ascenso. En este caso, el efecto de la cavitación se extiende a una parte considerable de la tubería de presión baja (tubería de aspiración) e inclusive a toda la tubería, el flujo en la tubería se hace bifásico, compuesto de la fase líquida de vapor (ver figura 2.49).

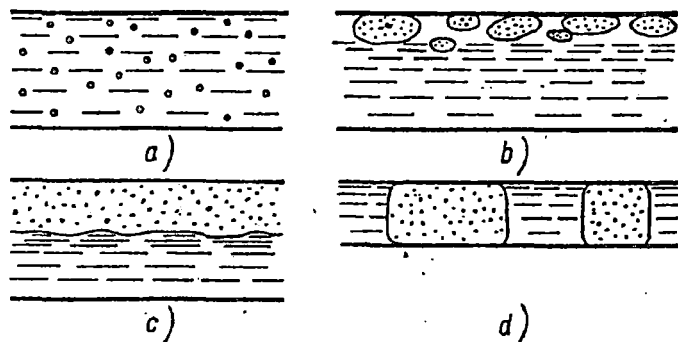


Figura 2.49- Esquema de los flujos de líquido con vapor

Fuente: Boris Nekrasov, "Hidráulica", Edición MIR, Moscu.

Capítulo III

CAVITACIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS

3.1. GENERALIDADES

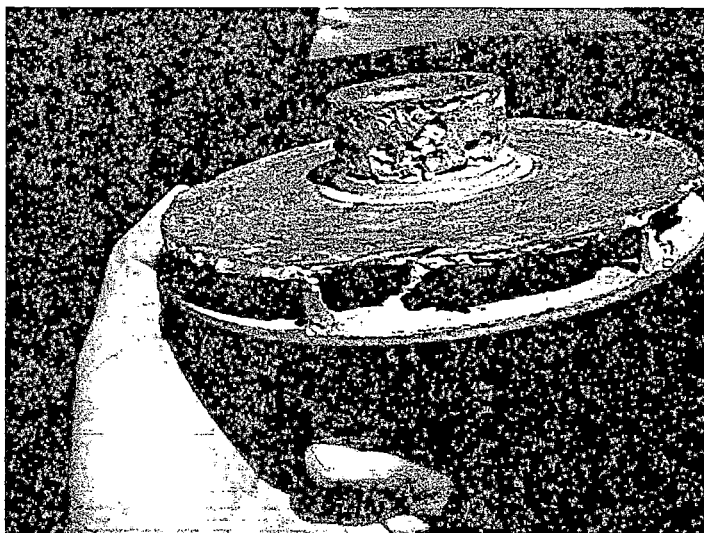
La cavitación es un fenómeno muy común, pero es el menos comprendido de todos los problemas de bombeo, cuando se produce cavitación, la bomba no solamente no cumple con su servicio básico de bombear un líquido sino que también experimenta daños internos en los alabes y entornos, fallas de los sellos y rodamientos [21].

Los profesionales de una Planta deben estar capacitados en el tema, para poder detectar rápidamente los signos de cavitación, identificar el tipo y la causa que lo produce, de modo que se pueda eliminar o atenuarse.

Una correcta comprensión de los conceptos, es importante para un diagnóstico y corrección de cualquier problema de bombeo relacionado con cavitación.

3.1.1. Descripción del Fenómeno

La cavitación en una bomba centrífuga, es un fenómeno que ocurre cuando la presión absoluta en un punto dentro del impulsor de la bomba, se reduce hasta alcanzar la presión de vapor de líquido bombeado y se forman burbujas de vapor. Estas burbujas colapsan antes de salir del impulsor originando erosión del material con el que está en contacto (ver figura 3.1) y todo esto acompañado de un ruido crepitante y fuerte vibración.



— **Figura 3.1 -Impulsor erosionado por cavitación**

Fuente: Foto tomada en el Taller de la Empresa BOMBAS ROHMA, Lima 2008

3.1.2. Mecanismo de la cavitación.

El fenómeno de cavitación es un proceso progresivo de varias etapas como se observa en la figura 3.2 [21].

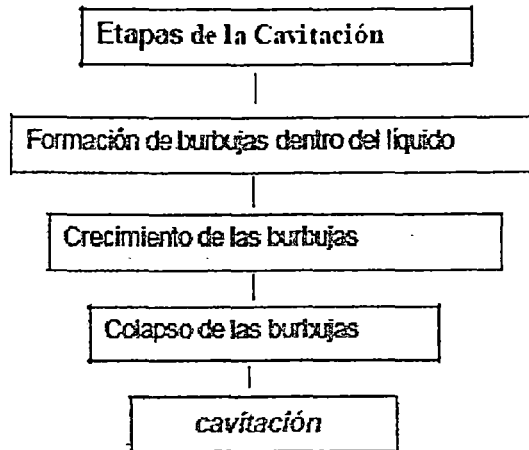


Figura 3.2- Etapas de la cavitación en una bomba

Fuente: Boris H. Cisneros, "Cavitación un ataque al corazón de las bombas", www.mch.cl

Etapa 1. Formación de Burbujas

Las burbujas de vapor se forman dentro de la bomba, cuando la presión estática en algún punto baja a un valor igual o menor que la presión de vapor del líquido (ver figura 3.3)

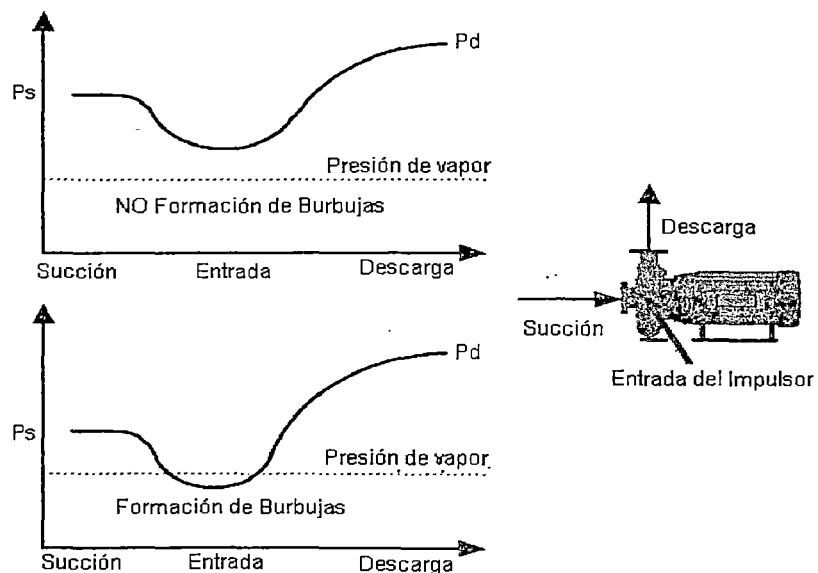


Figura 3.3- Línea de Presión del fluido a su paso por la bomba

Fuente: The Engineering Toolbox, "NPSH-Net positive Suction Head", www.engineeringtoolbox.com

La presión estática en algún punto dentro de la bomba, puede bajar hasta un nivel inferior a la presión de vapor bajo dos condiciones:

1. Porque la caída de presión actual en el sistema externo de succión es mayor que la que se consideró durante el diseño del sistema.
2. Porque la caída de presión actual dentro de la bomba es más grande que la informada por el fabricante y que se usó para seleccionar la bomba.

Etapas 2. Crecimiento de las Burbujas

Si no se produce ningún cambio en las condiciones de operación, se seguirán formando burbujas nuevas y las viejas seguirán creciendo en tamaño. Luego serán arrastradas por el líquido desde el ojo del impulsor hacia los alabes y la periferia del impulsor (ver figura 3.4). Debido a la rotación del impulsor, las burbujas adquieren alta velocidad y se desplazan hacia las regiones de alta presión dentro del impulsor donde empiezan a colapsar. El ciclo de vida de una burbuja, se ha estimado en alrededor de 0,003 segundos.

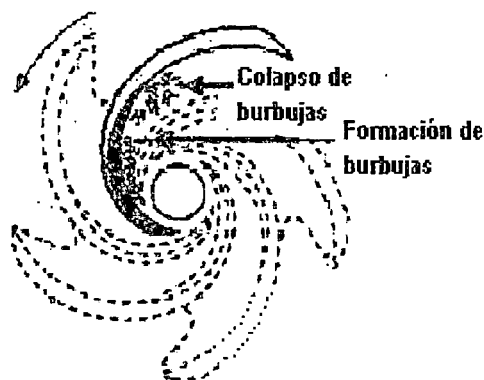


Figura 3.4- Formación y colapso de las burbujas en el impulsor

Fuente: Centrifugal pumps: Basic Concepts of operation, maintenance, and troubleshooting (part II- Understanding cavitation), www.cheresources.com

Etapa 3. Colapso de las Burbujas

A medida que las burbujas se desplazan, la presión que las rodea va aumentando hasta que llegan a un punto donde la presión exterior es mayor que la interior y las burbujas colapsan. El proceso es una implosión. Cientos de burbujas colapsan en aproximadamente el mismo punto de cada alabe. Las burbujas no colapsan simétricamente de modo que el líquido que las rodea se precipita a llenar el hueco produciendo un micro jet.

Subsecuentemente los microjet rompen las burbujas con tal fuerza que produce una acción de martilleo. Se han reportado presiones de colapso de burbujas superiores a 1 GPa. El martilleo altamente focalizado, puede producir desprendimiento de material (socavaciones) en el impulsor como podemos ver en la figura 3.5.



Figura 3.4- Socavaciones en el impulsor de una bomba por cavitación.

3.1.3. Análisis de la zona de cavitación en los alabes de la bomba

Las zonas de cavitación en las bombas, son en el lado de aspiración y ocurre en la cara cóncava (cara de bajas presiones) en la cercanía de la periferia como observamos en la figura 3.5.

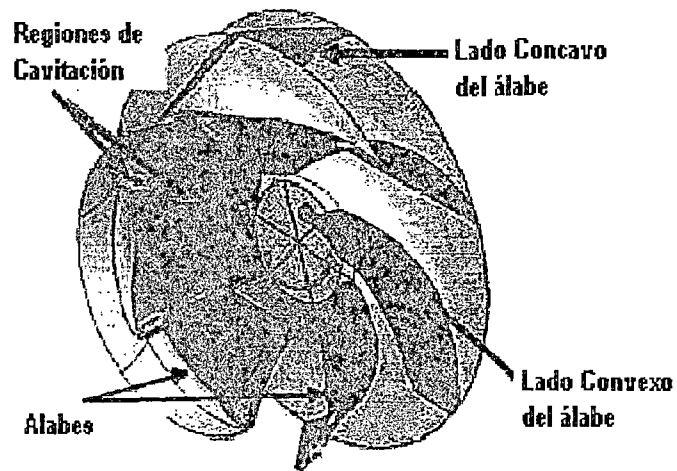


Figura 3.5- Regiones de cavitación en el Impulsor de una bomba.

Fuente: Centrifugal pumps: Basic Concepts of operation, maintenance, and troubleshooting (part II- Understanding cavitation), www.cheresources.com

Analizando más a detalle las zonas de cavitación en los alabes de una bomba centrífuga de la figura 3.6 siguiente:

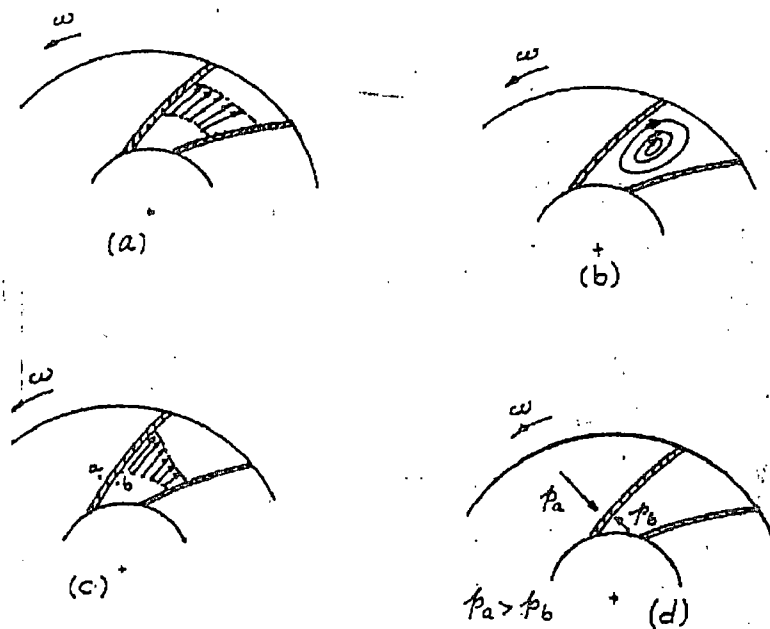


Figura 3.6- Efecto del fenómeno de vórtice radial de una bomba y su efecto en la cavitación.

Fuente: Pinto Espinoza Josué, "Estudio Experimental de una bomba centrífuga con difusor de alabes de posición variable, operando como turbina", Tesis UNI.

En (a) se muestra la distribución de la velocidad relativa donde no se tiene en cuenta la existencia del flujo secundario o vórtice.

En (b), se muestra el fenómeno de flujo secundario, que consiste en una circulación del líquido en el canal en sentido contrario a la velocidad de rotación del rodete.

En (c), se muestra la distribución real de la velocidad relativa, donde se ve el efecto ocasionado por el flujo secundario sobre la velocidad relativa.

De lo anterior, podemos deducir que la mayor velocidad relativa se da en la parte cóncava del álabe (lado b) y por lo tanto en este lado, se darán las menores presiones, que traería como consecuencia que el fenómeno de cavitación se produzca en el lado "b" (lado concavo), como se ve en (d) de la figura 3.6 [2].

En una bomba centrífuga, el flujo que pasa a través de los alabes crece su velocidad relativa w en algunos puntos de la parte cóncava de los alabes radiales y en la parte convexa de los alabes axiales, de manera que la presión va disminuyendo, acercándose a la presión de vapor del fluido a esa temperatura, en aquellos puntos.

3.1.4. Análisis de cavitación en puntos a lo largo de la trayectoria del Líquido en una bomba.

Analizando la cavitación en puntos a lo largo de la trayectoria del líquido en la bomba, podemos decir lo siguiente en la figura 3.7, el punto A es la brida del sistema que se acopla a la brida de ingreso de la bomba (punto B), en esta interfase ya existe una pérdida de presión por fricción,

desalineamiento, etc. Del punto B al punto C (ojo del impulsor) se genera otras pérdidas más, que son por fricción, turbulencia y pérdidas por cambio de dirección en las puntas de los alabes, reduciéndose mucho más la presión de entrada.

Del punto C al D (punto de baja presión), D vendría a ser un punto en la parte cóncava de la bomba, donde el fluido tiene la máxima velocidad, por consiguiente presión más baja y si esta presión absoluta se reduce hasta alcanzar la presión del vapor del liquido, entonces sucederá la cavitación por el subsecuente aumento de presión en el punto E.

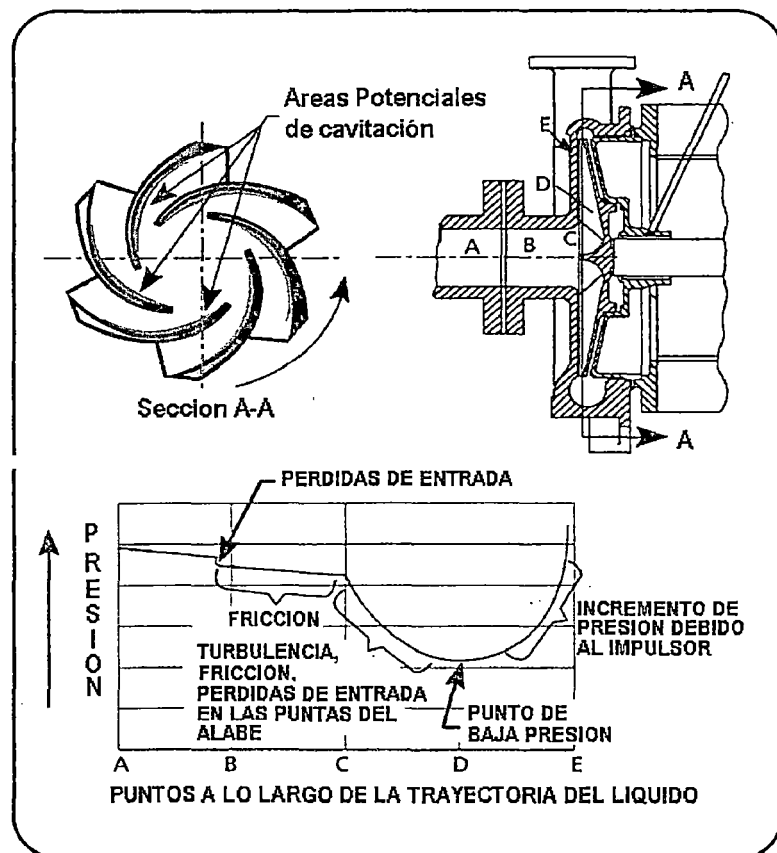


Figura 3.7- Puntos a lo largo de la trayectoria del liquido en la bomba.

Fuente: Jacques Chaurette, "WHAT IS CAVITATION", www.lightmypump.com

3.2. Signos de la existencia de cavitación en una Bomba Centrífuga.

La cavitación se manifiesta de diversas maneras, de las cuales las más importantes son [6]:

- a) Ruidos y vibración;
- b) Caída de las curvas de Caudal (Q), Altura (H) y eficiencia (η).
- c) Desgaste de los alabes.

Detallando las diversas maneras como se manifiesta la cavitación, tenemos:

a) Ruido y Vibración.-

El ruido se debe al choque brusco de las burbujas de vapor, cuando éstas llegan a las zonas de alta presión, siendo mayor el ruido al aumentar el tamaño de la bomba.

La desaparición brusca de las burbujas al aumentar la presión, produce los llamados Choques de condensación, que dan origen a fuertes ruidos y vibración. Debido a este choque inelástico con la superficie, el material de ésta se corroe. En determinadas circunstancias, este golpeteo, puramente mecánico, puede ocasionar en pocas horas las corrosiones típicas de la cavitación [5].

Cuando existe cavitación, se puede remediar introduciendo pequeñas cantidades de aire en la succión de la bomba similar a los tubos de aireamiento usados en tuberías.

El aire sirve como un amortiguador que hace aumentar la presión en

el punto en que se produce la cavitación. Sin embargo, este procedimiento no se usa regularmente en las bombas, para evitar el "descebamiento", esto tiene que hacerse cuidadosa y controladamente.

b) Caída de las curvas de Altura (H) – Caudal (Q) y de eficiencia (η).

Cuando la cavitación tiene lugar, el caudal (Q) de la bomba disminuye a consecuencia de las burbujas de vapor. El rendimiento (η) también disminuye rápidamente, ya que se consume energía en la formación de estas burbujas. Por consiguiente, la presencia de la cavitación altera considerablemente la forma de las curvas de funcionamiento como se puede observar en la figura 3.8.

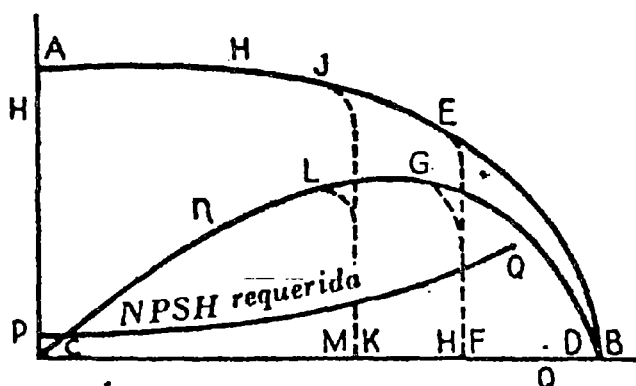


Figura 3.8 -Efecto de la cavitación en las curvas de funcionamiento

Fuente: Church A. H., "Bombas Centrifugas y Máquinas Soplantes"

En la figura 3.8, la curva AB es una curva típica de Caudal-Altura obtenida en el ensayo de una bomba con altura de aspiración baja. La curva CD es la curva correspondiente del rendimiento. Si la altura de aspiración aumenta y se repite el ensayo de la bomba, la curva de alturas desde

marcha en vacío (caudal cero) en el punto A hasta el punto E, será aproximadamente la misma que antes. Cuando el caudal aumenta más allá del correspondiente al punto E, la altura cae rápidamente hacia cero, según indica la línea de trazos EF. Es decir, cuando se alcanza el punto E empieza la cavitación, y en F ya es completa [3].

La curva de trazos GH muestra el efecto en la curva de rendimiento. Si se aumenta de nuevo la altura de aspiración, se obtiene un resultado semejante con caudales más pequeños tal como lo indican las curvas de trazos JK y LM.

Tomando las alturas en la aspiración medidas junto a la brida de aspiración y corregidas de la distancia a la línea central del eje de la bomba, y los caudales a partir de los cuales empieza la cavitación, se obtiene una curva PQ de la altura requerida en la aspiración para una bomba dada en función del caudal.

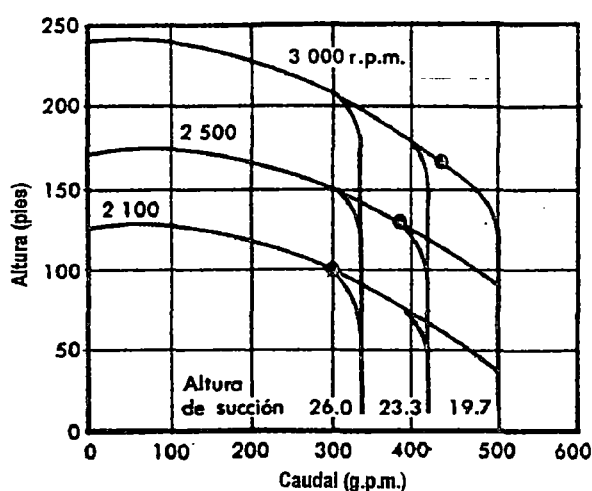


Figura 3.9- Caída de la curva Caudal- Altura

Fuente: Viejo Zubicaray Manuel, "Bombas, teoría diseño y aplicaciones", Segunda Edición,

México 1981.

También podemos observar en la figura 3.9, la forma que adopta una curva al llegar al punto de cavitación, varía con la velocidad específica de la bomba [6], con bombas de baja velocidad específica las curvas de Caudal-Altura, eficiencia y potencia se quiebran y caen bruscamente al llegar al punto de cavitación. También se puede apreciar tal inflexión así como el efecto que tienen la altura de succión y la velocidad.

En bomba de media velocidad específica, el cambio es menos brusco y en bombas de alta velocidad específica es un cambio gradual sin que pueda fijarse un punto preciso en que la curva se quiebre.

La diferencia en el comportamiento de bombas de diferentes velocidades específicas, se debe a las diferencias en el diseño del impulsor. En los de baja velocidad específica, las aspas forman canales de longitud y forma definida. Cuando la presión en el ojo del impulsor llega a la presión de vaporización, generalmente en el lado de atrás de los extremos de entrada del aspa, el área de presión se extiende muy rápidamente a través de todo el ancho del canal, con un pequeño incremento en caudal y una disminución en la altura.

Una caída posterior en la presión de descarga ya no produce más flujo, porque éste está fijado por la diferencia entre la presión existente en la succión y la presión de vaporización que hay en la parte mencionada del canal.

Además, en las bombas de baja y media velocidad específica, se observa que al bajar la altura, el caudal disminuye en vez de aumentar. Este

se debe a un incremento de la zona de baja presión a lo largo del canal del impulsor.

c) Desgaste.-

Una bomba después de ser sometida a cavitación, sufre un desgaste y esto se puede comprobar si se pesa su impulsor antes de ser sometido al fenómeno de cavitación.

Tanto es así, que para grandes unidades el fabricante tiene que especificar la cantidad máxima de metal que se perderá por año.

H. Foettinger en su libro "Untersuchungen ubre regelun von Kreiselpumpen" [Citado por 6], muestra que el desgaste de los alabes se debe solamente a la acción mecánica (golpeteo) de las burbujas de vapor, y que la acción química y electrolítica es insignificante en este proceso. Él hizo sus experimentos con un tubo de vidrio neutro, el cual se desgastó de la misma manera que el metal de las bombas.

Por lo que se refiere a los materiales con poca cohesión molecular (materiales porosos) son más vulnerables y sufren mayor desgaste, ya que las partículas desprendidas son lanzadas contra el material, con tal fuerza que pueden encontrarse en él para volver a desprenderse de nuevo [6].

El desgaste por cavitación se debe distinguir del que produce la corrosión y la erosión. El de corrosión lo causa única y exclusivamente la acción química y electrolítica de los líquidos bombeados. El segundo, es causado por las partículas abrasivas tales como la arena, coke o carbón.

Es fácil diferenciar estos tipos de desgaste; basta con observar la apariencia de las partes atacadas y su localización a lo largo del trayecto del fluido. La frecuencia del golpeteo fue valuada de 600 a 1000 ciclos por segundo por un ingeniero alemán de apellido Hunsaker (citado por [6]).

En cambio P. de Halle (Citado por [6]), llegó a registrar o estimar frecuencias hasta de 25 000 ciclos por segundo. Por lo que se refiere a intensidades y presiones, el mismo Ingeniero P. de Halle encontró que las intensidades dependen de la velocidad y llegó a medir presiones de 300 atmósferas (30 000 KPa).

En la figura 3.10, podemos observar impulsores de bombas erosionadas por cavitación.

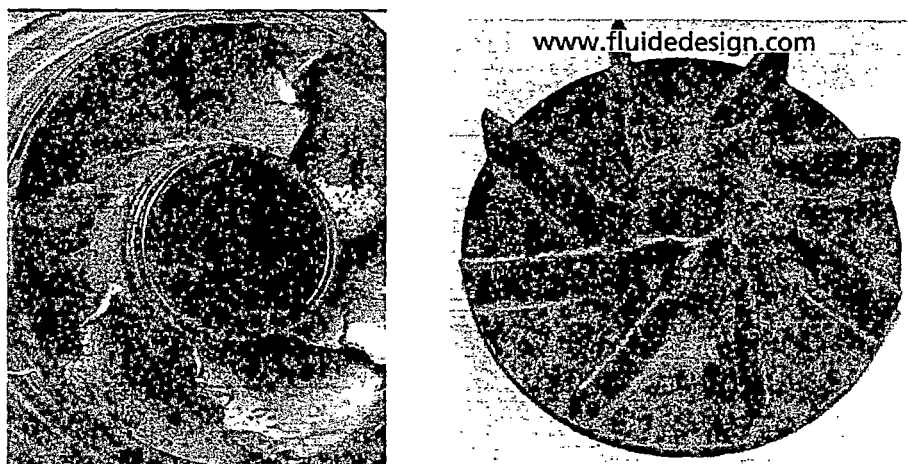


Figura 3.10 - Foto de impulsor con desgaste causado por cavitación.

Fuente : LIGHT MY PUMP, Puma and puma system information,
www.lightmypump.com

3.3. Resistencia de los Materiales contra los daños de Cavitación

3.3.1. Resistencia a la erosión por cavitación de los metales.

Los materiales resisten la cavitación en diferentes grados. La cantidad

de metal destruido por la cavitación dependerá de la composición química, del tratamiento térmico y, de las condiciones de su superficie.

Schroeter (citado por [6]) ha hecho pruebas con diferentes materiales expuestos a cavitación, usando una velocidad de 60 m/s. La figura 3.11 siguiente muestra los resultados obtenidos.

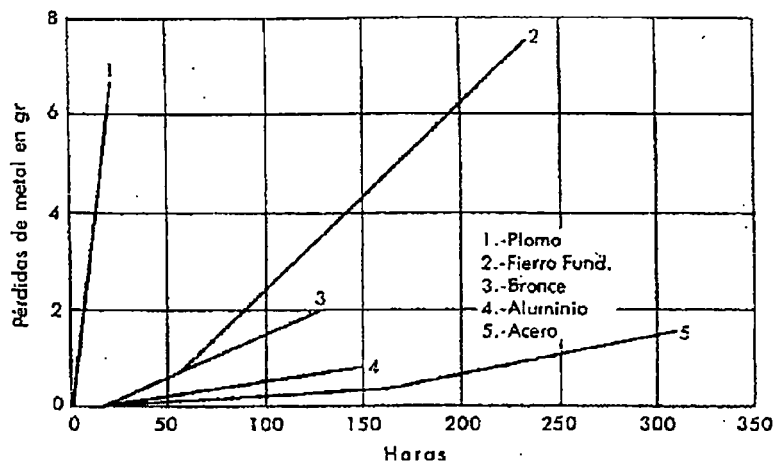


Figura 3.11 - Gráfico Peso de pérdida del metal en gramos vs. El tiempo de prueba en cavitación

Fuente: Viejo Zubicaray Manuel, "Bombas, teoría diseño y aplicaciones", Segunda Edición, México 1981.

Kerr (citado por [18]) ha probado 80 materiales para cavitación en agua de mar, mediante un aparato especial, desarrollado por el Instituto Tecnológico de Massachussetts. Estas pruebas demostraron que los daños causados fueron ligeramente mayores que para agua neutra.

Se encontró también que las pérdidas aumentan con la temperatura, ya que a altas temperaturas es más escaso el aire disuelto en el agua por lo cual se reduce su efecto amortiguador. Por otra parte, es más fácil que se formen las burbujas de vapor.

En la tabla 3.1, podemos mostrar la resistencia relativa de varios metales contra las picaduras por cavitación producidas por la vibración por magnetostricción. Se verá que el hierro colado, el material más comúnmente usado para los impulsores, tiene relativamente poca resistencia a las picaduras, comparado con el bronce o el acero inoxidable que ya han estado fundidos y acabados [8].

A pesar de la alta resistencia de los materiales al daño por cavitación, no es adecuado para usos ordinarios debido a su costo relativamente alto y su dificultad para maquinarlo y rectificarlo.

Tabla 3.1 Resistencia a la erosión por cavitación de los metales

Aleación	Pérdida de peso en mg por magnetostricción después de 2 horas.
Estelita rolada	0,6
Bronce al aluminio soldado	3,2
Bronce al aluminio fundido	5,8
Acero inoxidable soldado (2 capas, 17 Cr-7Ni)	6,0
Acero inoxidable rolado en caliente (26Cr-13Ni)	8,0
Acero inoxidable rolado y templado (12 Cr)	9,0
Acero inoxidable fundido (18Cr-8Ni)	13,0
Acero inoxidable fundido (12Cr)	20,0
Bronce al manganeso fundido	80,0
Acero dulce soldado	97,0
Placa de acero	98,0
Acero fundido	105,0
Aluminio	124,0
Latón	156,0
Fundición de hierro	224,0

Fuente: KARASSIK Igor, "Centrifugal pump, selection, operation and maintenance".

3.3.2. Resistencia a la erosión por cavitación de los recubrimientos elastoméricos.

El elastómero es un material único que desempeña un papel crucial en la eficacia operativa de las bombas. Los elastómeros son dinámicos; se mueven continuamente con la acción de la bomba. La capacidad del elastómero para soportar la acción de bombeo y los fluidos manipulados tiene un impacto directo en el coste del ciclo de vida de la bomba.

Se ha encontrado que los revestimientos elastoméricos son altamente resistentes a las picaduras por cavitación. La tabla 3.2, muestra los méritos relativos de varios elastómeros que se probaron sobre un disco rotatorio a 150 pies/s (0,03048 m/s). Los mejores de los elastómeros, fueron aún más resistentes al daño por cavitación que la Estelita rolada que encabeza la lista de los metales de la Tabla 3.1 [8].

El valor de tales revestimientos se ha conocido durante largo tiempo, pero solo recientemente ha sido posible asegurar una adherencia adecuada entre el revestimiento y el metal. Debe considerarse el uso del poliuretano y el neopreno, que muestran una alta resistencia a las picaduras por cavitación y pueden aplicarse en forma líquida, en caso de que no se puedan usar otros métodos para evitar los daños por cavitación.

Tabla 3.2.- Relación de elastómeros puestos a prueba de cavitación.

Material	Espesor del Recubrimiento	Horas de Exposición..	Grado de Erosión
Base de solvente de Neopreno A, aplicada con brocha	0,030	24	Ligera
Base de solvente de Neopreno B, aplicada con brocha	0,025	17	Ligera
Hoja curada de Neopreno, pegada en frío	0,062	14	Ninguna
Neopreno in situ, curado y pegado	0,060	10,5	Ninguna
Poliuretano líquido A	0,062	12	Ligera
Poliuretano líquido B	0,018	12	Severa
Poliuretano líquido C	0,062	12	Ninguna
Hoja de Polurietano curado A, pegado en frío	0,060	14	Ninguna
Hoja de poliuretano curado B, pegado en frío	0,062	12	Severa
Polisulfuro líquido	0,062	12	Severa
Polisiloxano líquido	0,062	7	Severa
Hoja curada de butilo, pegada en frío	0,060	2,25	Severa
Butilo in situ curado y pegado	0,060	12	Severa
Hoja curada de Cis-polibutadieno (98%) pegado en frío	0,060	10	Ninguna
Polibutadieno (polisulfuro modificado) curado y pegado in situ	0,060	13	Severa
Copolímero de butadieno estireno, curado y pegado in situ	0,060	24	Ninguna
Hoja curada de hule natural, pegada en frío	0,062	10	Ninguna
Hule natural, curado y pegado en frío in situ	0,060	16	Severa

Fuente: KARASSIK Igor, "Centrifugal pump, selection, operation and maintenance".

3.3.3. Elección del material

Según Pfeleiderer [5], es preferible evitar la cavitación que contrarrestar sus perturbaciones, eligiendo un material adecuado. Sin embargo, algunas instalaciones deben prepararse para trabajar en el límite de cavitación, por sencillez o por economía (número de vueltas elevado, grandes alturas de aspiración, etc.). En tales casos es posible que se presente la cavitación y, por tanto, es conveniente emplear materiales que sean resistentes a la corrosión.

El material debe ser elástico y resistente a los efectos químicos, y al propio tiempo debe admitir un buen pulido. Son completamente inadecuados materiales tales como el vidrio, baquelita o fundición, en especial el gris, mientras que la perlítica es más resistente. Es muy adecuado el acero perlítico laminar, y todavía mejor el acero fundido al cromo, el acero al cromo manganeso o el acero inoxidable. Los bronces que se utilizan para hélices de buques no son adecuados en las bombas.

También se utilizan con éxito recubrimientos resistentes a la corrosión, tales como chapas de acero cromo-níquel, y especialmente baños con materiales resistentes que deben ejecutarse muy cuidadosamente. Son completamente inadecuados los recubrimientos con goma. Hay que resaltar nuevamente la gran influencia del acabado de las superficies, por lo que incluso hay que evitar las señales de las herramientas de mecanización.

3.4. Prevención de la cavitación en una bomba centrífuga

Los medios para evitar o reducir la cavitación se puede indicar en los siguientes puntos:

1. Tener un conocimiento completo de las características del fenómeno en nuestra bomba.
2. Conocimiento de las condiciones de succión existentes en el sistema.
3. Las condiciones de succión se pueden mejorar, eligiendo un tubo de succión de mayor diámetro, reduciendo su longitud y eliminando codos, así como todo aquello que pueda ocasionar pérdidas de carga.
4. Una revisión completa de todas las secciones de la Tubería de succión, impulsor y carcasa por donde va a pasar el líquido, cuidando de que no existan obstrucciones.
5. Elementos de guía que conduzcan el líquido convenientemente.
6. Uso de materiales adecuados.
7. Introducción de pequeñas cantidades de aire para reducir el efecto (con cuidado de no descebarlo).
8. Revise la hoja de especificaciones e instrucciones de la bomba y respete los límites de la capacidad de succión vertical.
9. Si fuese posible, elimine la succión colocando la bomba por debajo de la fuente de agua.

10. Minimizar la distancia vertical desde la fuente de agua a la bomba.
11. El fluido debe fluir con facilidad.
12. Evite usar codos de 90°
13. Seleccione cuidadosamente las mallas o filtros de admisión para reducir la fricción, y asegúrese que sean fáciles de limpiar.
14. Evite los lomos o dobleces en el tubo de admisión. Estos pueden atrapar burbujas que restringirán el flujo (como sifón). Si un doblez es inevitable, instale una "T" en el punto más alto, con una tapa o una válvula de bola en el tope. Al verter agua en el punto más alto, desplazará todo el aire para cebar completamente la línea de admisión.

3.5. Altura Neta Positiva de Succión (NPSH).

Es un postulado de las condiciones de succión mínimas que se requieren para evitar la cavitación en una bomba [8].

Como la cavitación tiene lugar cuando la presión absoluta del líquido alcanza el valor de su tensión de vaporización, es evidente que el fenómeno está íntimamente relacionado con la altura de aspiración de la bomba [3].

La altura de aspiración h_{sv} de una bomba es equivalente a la altura total en el eje de la misma, una vez efectuada la corrección correspondiente a la tensión de vapor. En su determinación intervienen los cuatro factores

siguientes:

1.- h_p , altura correspondiente a la presión absoluta sobre la superficie del líquido del cual aspira la bomba. Dicha presión será la atmosférica si el tanque es abierto y corresponderá a la altitud del lugar donde está instalada la bomba, si el depósito es cerrado la presión absoluta será la existente en el interior del depósito del cual la bomba toma el líquido.

2.- h_z , altura en metros de la superficie del fluido con respecto a la línea central del eje del rodete, ya sea por encima o por debajo del mismo.

3.- h_v , altura correspondiente a la tensión del vapor del líquido a la temperatura existente.

4.- h_f , pérdida de altura a causa de rozamiento y turbulencia entre la superficie del líquido y la brida de aspiración de la bomba.

La altura de aspiración es la suma algebraica de estos factores. Cualquier término que tienda a reducir la altura total de aspiración es considerado negativo.

Si el nivel de la superficie está por encima de la línea central del eje del rodete se considera positivo; si esta por debajo, negativo. La tensión del vapor y las pérdidas debidas al rozamiento y turbulencia son siempre negativas ya que disminuyen la altura total de aspiración. Luego, la ecuación de la altura en la aspiración es:

$$h_{sv} = h_p \pm h_z - h_v - h_f \quad (1)$$

Obsérvese que la altura en la aspiración debida a la velocidad $\frac{V_{su}^2}{2g}$ no figura en la ecuación (1). H_{sv} , que es la altura neta de aspiración, aparecerá bajo dos formas en la brida de aspiración, es decir, como la altura de velocidad y como altura de presión. Puesto que la expresión (1) da la altura total y no la altura equivalente a la presión estática, el término $\frac{V_{su}^2}{2g}$ no está incluido.

En las industrias químicas, donde se presentan muchos casos en que hay que bombear líquidos muy próximos al punto de ebullición, el término H_{sv} es conocido como la altura positiva neta en la aspiración y se designa en inglés por las letras NPSH (Net Positive Suction Head) [3].

Al proyectar la instalación de una bomba o al comprar una de ellas deben considerarse dos tipos de altura de aspiración o NPSH. Una de ellas es la altura de aspiración con que se cuenta en el sistema y la otra es la altura requerida en la aspiración de la bomba que debe instalarse.

La primera es determinada por el técnico proyectista de la instalación y se basa en las condiciones del líquido, situación de la bomba, ubicación, etc.; la otra es la especificada por el fabricante de la bomba en forma de curva característica, la cual generalmente está basada en los resultados del ensayo de la propia bomba o de otra similar.

Es conveniente que la altura disponible del sistema sea mayor que la

altura requerida en la aspiración, con el fin de evitar la cavitación. Es decir:

$$\text{NPSH disponible} > \text{NPSH requerido}$$

En muchos casos viene obligada una estrecha cooperación entre el proyectista de la instalación y el constructor de la bomba, pudiendo implicar el desarrollo de estudios económicos previos a la obtención de la solución definitiva.

Vamos ahora a considerar los factores y métodos en que se basa estas dos alturas en la aspiración.

3.5.1. Altura Neta Positiva de Succión Disponible (NPSHd).

Es la altura disponible en la aspiración y se puede calcular valiéndose de la expresión (1):

$$\text{NPSH disponible} = \text{Hat} \pm \text{Hs} - \text{Hp} - \text{Hv} \dots (1)$$

Donde:

Hat : Presión absoluta en el recipiente de succión.

Hs : Altura de succión estática.

Hp : Pérdidas de energía por fricción en la línea de succión.

Hv : Presión de vapor absoluta del líquido a la temperatura de bombeo (se obtiene de tablas).

Al determinar la altura disponible en la aspiración, en todos los casos, admitir las peores condiciones. Debe suponerse la máxima temperatura en el líquido, así como la elevación máxima, o el nivel mínimo que el líquido

pueda alcanzar encima de la bomba, y tomar un amplio margen para las pérdidas por rozamiento en la tubería y por turbulencia.

La responsabilidad del proyectista de la instalación termina en la brida de aspiración. Todas las pérdidas o reducciones de presión que tienen lugar en la propia bomba son tomadas en consideración por el constructor de la bomba al determinar la altura requerida en la aspiración de la misma.

Cuando la altura disponible es inferior a la requerida para una bomba de tamaño dado, se ofrecen dos alternativas:

Una de ellas es variar la instalación, elevando los depósitos o calentadores de los cuales se extrae el líquido, o sea, disminuir la elevación de la aspiración y aumentar, de este modo, la altura disponible en la aspiración. Esta solución puede significar considerables gastos adicionales.

La otra alternativa sería emplear una bomba de mayor tamaño y hacerla funcionar bajo cargas o velocidades parciales, con lo cual se reduce la altura requerida en la aspiración. Esta solución obliga a una mayor inversión inicial y a un aumento del coste de funcionamiento debido al menor rendimiento. La elección definitiva de la solución que se adopte debe basarse en un detenido estudio económico de las dos alternativas.

3.5.2. Altura Neta Positiva de Succión Requerida (NPSHr)

El NPSH requerido es función del rodete, su valor determinado experimentalmente es proporcionado por el fabricante de la bomba. El NPSH requerido corresponde a la altura mínima que necesita la bomba para mantener su funcionamiento Estable [22].

Es decir cuando la altura de succión es insuficiente para mantener las presiones arriba de la presión de vapor a través de los pasajes de flujo, la bomba empezará a cavitarse. [8].

Y se basa en una elevación de referencia, generalmente considerada como el eje del rodete. .

La altura requerida en la aspiración de una bomba comprende la altura de velocidad en la brida de aspiración, más la altura representativa de las pérdidas que tienen lugar entre la Brida de aspiración y el impulsor. Así mismo, debe ser lo suficientemente amplia para tener en cuenta la reducción de presión debido a los cambios bruscos de velocidad (ya sea en magnitud o en dirección).

3.5.2.1. Factores que depende el NPSH requerido

A continuación se consideraran algunos factores de los cuales depende la altura requerida en la aspiración [3].

Según la denominada teoría de las alas, la distribución de presiones sobre las dos caras de un ala que se mueve a través de un fluido, presenta una depresión sobre una de las caras y sobre presión sobre la otra. El borde de entrada de los alabes del rodete se comporta de manera parecida a un ala, apareciendo una sobre presión local en la cara delantera y una depresión en la cara posterior (véase en la figura 3.12).

Como también se mencionó en la parte primera de este capítulo en el análisis de zonas de cavitación en bombas centrifugas a causa del aumento de presión en el interior del rodete, producido por la acción centrífuga sobre

el líquido, la disminución de presión desaparecerá a corta distancia, medida radialmente, del borde de entrada del alabe.

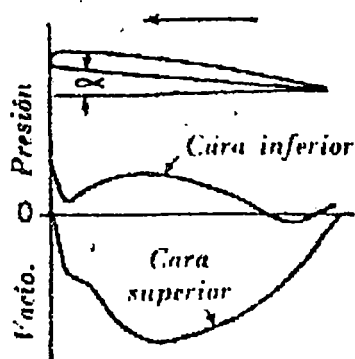


Figura 3.12 - Efecto de Ala y distribución de la presión

Fuente: Church A. H, "Bombas centrífugas y Máquinas soplantes".

Las disminuciones de presión también pueden tener lugar en puntos donde varíe bruscamente la dirección de la corriente. Un punto donde existe esta condición es el punto B. Indicado en la figura 3.13, en dicho punto, situado en las proximidades de la entrada, el plato lateral del rodete tiene un radio pequeño.

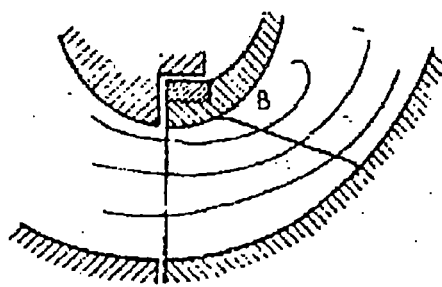


Figura 3.13 -Reducción de la presión a la entrada del rodete

Fuente: Church A. H, "Bombas centrífugas y Máquinas soplantes".

El mismo efecto ocurre en el borde de entrada del alabe. La presión en el punto C de la figura 3.14, el cual es el punto de estancamiento donde la velocidad es cero, será relativamente grande, pero en los puntos D y E

será más baja debido a que la corriente líquida ya se ha alejado del borde. Podría suceder que los puntos D y E no coincidieran necesariamente con los puntos de presión mínima a causa del efecto de ala del alabe.

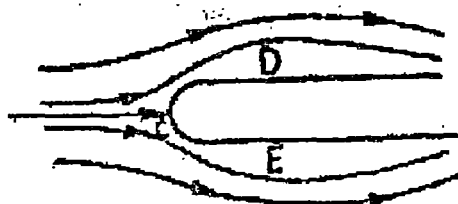


Figura 3.14. Reducción de la presión en el borde de entrada del alabe.

Fuente: Church A. H, "Bombas centrífugas y Máquinas soplantes".

A los anteriores factores que intervienen en la reducción de la presión a la entrada de los alabes, debe sumarse el efecto del rozamiento sobre su superficie.

Es evidente que un rodete con un acabado muy liso, contribuirá a la reducción de la caída de presión, y por consiguiente, de la cavitación.

De cuanto antecede, se deduce de una manera evidente, que no es fácil expresar mediante una fórmula la reducción de presión. Esta depresión debe guardar una relación definida con la velocidad relativa de entrada v_1 , por las razones que siguen.

La fuerza total de sustentación de un ala viene dada por la formula:

$$L = \delta \frac{\gamma}{g} \frac{v_1^2}{2} F$$

en donde δ es un coeficiente que depende del perfil y del ángulo de ataque y F es la superficie del perfil.

Es lógico suponer que la depresión motivada por el efecto del ala junto a la entrada de un determinado alabe es proporcional a v_1^2 , o sea, igual a

$$C^I \frac{v_1^2}{2g}$$

La depresión en metros debida a los cambios de dirección es igual a $C^{II} \frac{v_1^2}{2g}$ y, Finalmente, las perdidas de rozamiento seguirán la misma ley, o sea $C^{III} \frac{v_1^2}{2g}$.

La reducción total de altura debida a todos estos factores pueden tomarse igual a $C \frac{v_1^2}{2g}$.

Aun cuando el valor verdadero de C no puede precisarse con exactitud, pues depende de muchos factores, tales como la forma del impulsor, la forma del extremo del alabe y de la finura del acabado, pueden sin embargo, deducirse valiosas conclusiones de la formula anterior.

Para una bomba dada, v_1 aumenta al hacerlo el caudal, lo mismo si funciona a velocidad constante que si se incrementa ésta. Los resultados de los ensayos demuestran que la cavitación tendrá lugar aproximadamente para el mismo valor v_1 , aun cuando varíen las condiciones de funcionamiento.

3.5.2.2. Determinación del NPSH requerido.

Los fabricantes determinan experimentalmente las curvas de NPSH requerido usando agua como fluido y condiciones de prueba estandarizados.

Normalmente se incluyen en las curvas de operación tradicionales de la bomba y la medición del NPSHr se basa en una convención, según la cual su valor se determina cuando se produce una pérdida de altura del 3% debida a la cavitación, este tema detallaremos más a profundidad en el capítulo IV en el análisis de la Norma ISO 9906.

En realidad esta alta pérdida de altura, significa que la cavitación ya estaba presente con un flujo y antes de que se notara una baja en el funcionamiento de la bomba. En la práctica se han observado diferencias superiores a 1,5 metros en el NPSHr entre bombas del mismo tamaño modelo, equipadas con impulsores iguales. Estas variaciones se pueden deber a pequeñas diferencias constructivas, terminaciones de superficie, juegos interiores, etc. [21].

Por eso es imperativo proveer un margen entre el NPSH r informado por el fabricante y el NPSH disponible en las condiciones de operación.

Un margen razonable de 1,5 m para el caudal de operación es comúnmente utilizado para la mayoría de servicios. Aplicaciones especiales pueden requerir márgenes más altos.

En general el NPSHr tiende a aumentar con el aumento del caudal y la altura, sin embargo existen casos excepcionales en que esta tendencia no se cumple.

Capítulo IV

CONSIDERACIONES DE ENSAYO

4.1. Fluido

La temperatura del agua varía entre 29,50 °C a 30,90 °C, a lo que le corresponde la densidad de agua de 995,83 Kg/m³ a 995,40 Kg/m³ de modo que la variación de densidad en todos los ensayos fue de 3,45% por lo que se considera un fluido incompresible.

4.2. Regímenes de Flujo

La velocidad del agua que varía de 0,60 m/s a 2,80 m/s, que corresponde a los números de Reynolds de 76 819 a 358 650,30, por lo que el régimen de flujo que ingresa a la bomba es de tipo turbulento.

4.3. Condiciones Ambientales

Las condiciones ambientales que se tomaron al inicio y al finalizar los ensayos, momento de las pruebas variaron entre 753 mmHg a 756 mmHg por que el clima variaba un poco, para el caso de nuestras pruebas se tomó el valor promedio de 754,50 mmHg. Se puede decir que las condiciones se

mantuvieron constantes a lo largo de la prueba.

4.4. Norma ISO 9906 para ensayos de Cavitación

Esta Norma Internacional para este tipo de ensayos, sólo está relacionado al comportamiento hidráulico de la bomba, es decir a la variación de la altura, caudal y la eficiencia, y no con otros efectos los cuales pueden ser causados por la cavitación como ruidos, vibraciones, daños en el material, etc.

La cavitación puede ser detectada como una disminución de la altura o la eficiencia a un caudal determinado, o como una disminución del caudal o la eficiencia a una altura determinada y se usa principalmente el criterio de la caída de la altura a un caudal dado.

En el caso de bombas multietápicas, la caída de la altura será relativa solo a la altura de la primera etapa, el cual debe ser medido si es accesible.

En la mayoría de los casos de prueba de cavitación se realiza con agua fría y limpia como lo indica la norma en los Ítems 5.4.5.2 de especificaciones de "agua fría y limpia" y son como se muestra en la tabla 4.1. [26].

En el caso de pruebas con los líquidos a la temperatura alta o cerca de sus puntos críticos, puede ser difícil o incluso imposible para medir el NPSH con la exactitud requerida.

Tabla 4.1.- Especificaciones del agua fría y limpia.

Características	Unidad	Máximo
Temperatura	°C	40
Viscosidad cinemática	m ² /s	1,75x10 ⁻⁶
Densidad	Kg/m ³	1050
No absorbente libre de contenido sólido	Kg/m ³	2,5
Contenido sólido disuelto	Kg/m ³	50

Fuente: Internacional Standard ISO 9906 First Edition 1999, "Rotodynamics pumps- Hydraulic performance acceptance test – Grade 1 and 2".

4.4.1. Métodos de Ensayo

4.4.1.1. NPSH3

Es el NPSH requerido para una caída del 3% de la altura total de la primera etapa de la bomba, como norma base para el uso de curvas características.

4.4.1.2. Determinación del NPSH3

En esta prueba, el NPSH es reducido progresivamente hasta la caída de la altura total en un 3% a caudal constante, este valor de NPSH es el que se denomina NPSH3 y la Norma indica los métodos para determinarlo como podemos ver en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Métodos para determinar el NPSH3

Tipo de instalación	pozo abierto	Pozo abierto	pozo abierto	Pozo abierto	pozo abierto	Circuito cerrado	Circuito cerrado	Circuito cerrado	Circuito o pozo cerrado
Variable Independiente	Válvula mariposa de entrada	Válvula mariposa de salida	Nivel de agua	Válvula mariposa de entrada	Nivel de agua	Presión en el tanque	Temperatura (presión de vapor)	Presión en el tanque	Temperatura (presión de vapor)
Constante	Válvula mariposa de salida	Válvula mariposa de entrada	Válvula mariposa de entrada y salida	Caudal	Caudal	Caudal	Caudal	Válvulas mariposa de entrada y salida	
Variación de las cantidades que es dependiente en el mando	Altura total, Caudal, NPSHA, Nivel de agua	Altura total, Caudal, NPSHA, Nivel de agua	Altura total, Caudal, NPSHA	NPSHA, Altura total, Válvula mariposa de salida, (para Caudal constante)	NPSHA, Altura total, Válvula mariposa de salida	Altura total, NPSHA, Válvula mariposa de salida, (para caudal constante; cuando la Altura total empieza a caer).	NPSHA, altura, válvula mariposa de salida(para caudal constante ,cuando la altura empieza a caer)	NPSHA; Altura total y Caudal, cuando se alcanza un cierto nivel de cavitación.	
Curva característica altura vs. Caudal y NPSH	Ver figura 4.1 a)			Ver figura 4.2 a)			Ver figura 4.3 a)		
Curva característica NPSH vs. Caudal	Ver figura 4.1 b)			Ver figura 4.2 b)			Ver figura 4.3 b)		

Fuente: International Standard ISO 9906 First Edition 1999, "Rotodynamics pumps- Hydraulic performance acceptance test – Grade 1 and 2".

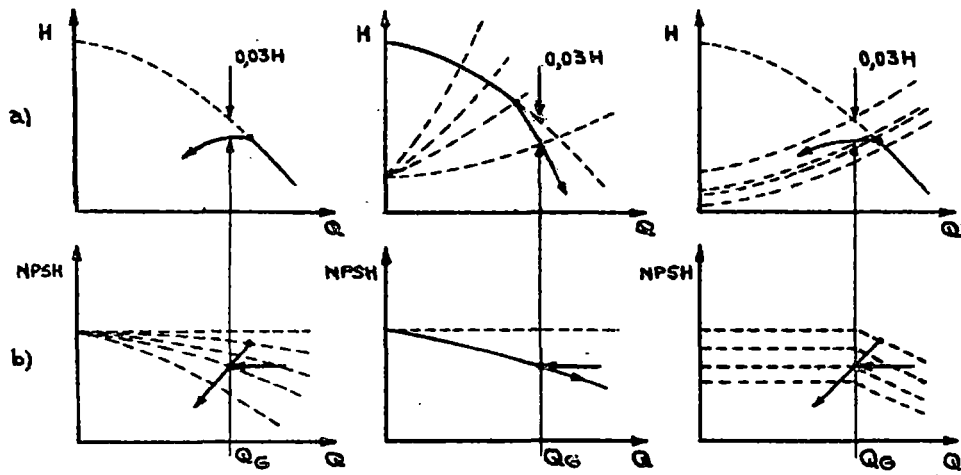


Figura 4.1.

Fuente: International Standard ISO 9906 First Edition 1999, "Rotodynamics pumps- Hydraulic performance acceptance test – Grade 1 and 2".

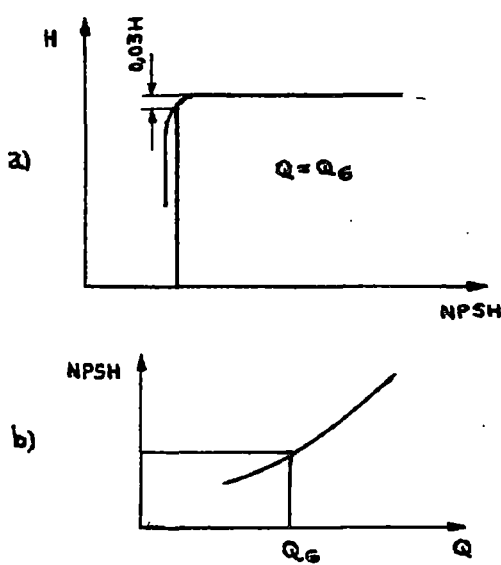


Figura 4.2

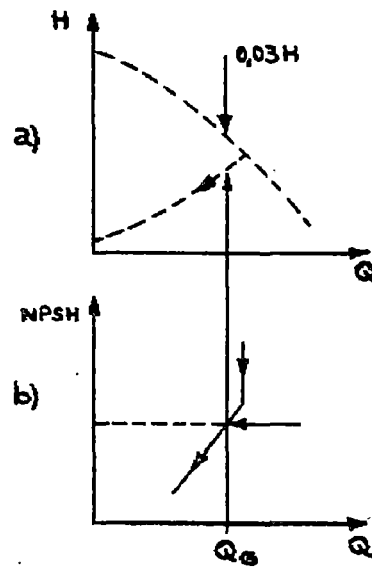


Figura 4.3

Fuente: International Standard ISO 9906 First Edition 1999, "Rotodynamics pumps- Hydraulic performance acceptance test – Grade 1 and 2".

4.4.2. Consideraciones para Instalaciones de Pruebas de cavitación

4.4.2.1. En General

Las pruebas que se describen en 4.4.2, pueden ser realizadas por cualquiera de los métodos indicados en la tabla 4.2. y en alguna de las instalaciones descritas a continuación.

Es posible variar dos parámetros del mando y por lo tanto mantener el caudal constante en una prueba, lo que es usualmente más difícil.

4.4.2.2. Características Generales del circuito

El circuito será tal que cuando aparezca la cavitación en la bomba, no ocurrirá ningún problema en alguna magnitud, donde se afecte la estabilidad o el funcionamiento satisfactorio de la instalación.

Se asegurará que en la cavitación, las burbujas y desgasificado producidos por la cavitación en la bomba, no afecte el funcionamiento de la instrumentación, particularmente el dispositivo que mide el flujo.

Los tipos de instalaciones descritos en 4.4.4 puedan necesitar regulación especial de las válvulas en la entrada y salida para evitar la cavitación en estos puntos, que podrían influir en los resultados.

4.4.2.3. Características del líquido de prueba

El líquido será limpio y claro, no debe contener material sólido, y tan pronto como sea posible debe liberarse el gas antes de la prueba.

La des-aireación del agua usada para una prueba de cavitación, sólo es necesaria si la bomba será usada en la práctica con agua des-aireada.

4.4.3. Tipos de Instalación para pruebas de Cavitación

De 4.4.3.1. a 4.4.3.3 se describen varios tipos de instalaciones que pueden usarse para pruebas de cavitación, tales instalaciones no puede ser para otro líquido que no sea agua limpia y fría, por que la incertidumbre en la medida de temperatura puede producir un error excesivo en la determinación de presión de vapor.

Las pruebas que usan las instalaciones descritas en 4.4.3.1 y 4.4.3.2 darán los resultados más precisos y fiables comparados a pruebas que usan la instalación descritas en 4.4.3.3.

4.4.3.1. Arreglo Tipo Circuito Cerrado

La bomba está instalada en un circuito de tuberías cerrado, como se muestra en la figura 4.4, en el cual variando la presión, nivel o temperatura, el NPSH es variado sin influir en la altura de la bomba o caudal hasta que ocurra cavitación en la bomba.

-- -- Puede necesitarse arreglos para refrescar o calentar el líquido en el circuito, la recirculación puede ser útil para mantener la temperatura requerida, y un tanque de separación de gas también puede requerirse.

Un circuito de recirculación líquida puede ser necesario para evitar la diferencia de temperatura inaceptable en el tanque de la prueba.

El tanque será de tamaño suficiente y diseñado para prevenir el arrastre de gas en el flujo de ingreso de la bomba.

Adicionalmente, pantallas estabilizadoras pueden ser necesario en el

tanque, si la media velocidad excede 0,25 m/s

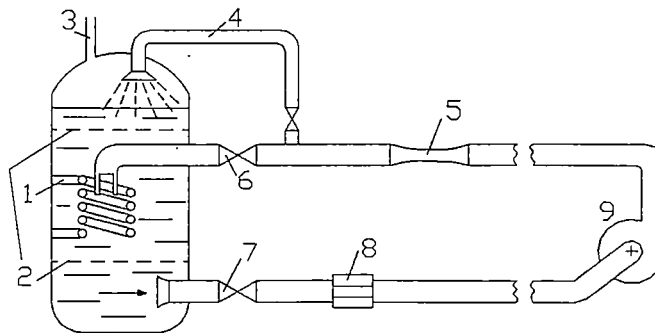


Figura 4.4.- Esquema del arreglo tipo " circuito cerrado " para Pruebas de cavitación.

Fuente: International Standard ISO 9906 First Edition 1999, "Rotodynamics pumps- Hydraulic performance acceptance test – Grade 1 and 2".

Como se puede ver en la figura 4.4, se puede refrescar o calentar el sistema por medio de un serpentín.

Siendo:

1. Serpentín de agua fría o caliente.
2. Pantallas estabilizadoras.
3. Para controlar la presión o vacío.
4. Boquilla rociadora para des- aireación de líquido.
5. Medidor de flujo.
6. Válvula de control de flujo.
7. Válvula separadora.
8. Punto de medición de contenido de gas.
9. Bomba de prueba.

4.4.3.2. Ventajas y desventajas

Las dos principales ventajas de este tipo de banco de ensayo son las siguientes:

- ✓ Se puede refrescar o calentar el agua del circuito, por el mismo hecho de la recirculación, le ayuda a homogenizar la temperatura en todo el circuito.
- ✓ Se puede variar la presión por contar con un tanque en el circuito al cual se le puede presurizar o hacer vacío para variar la altura de succión.

4.4.3.3. Arreglo tipo Pozo abierto con control de nivel

La bomba lleva líquido a través de una tubería de succión no obstruida de un pozo, en la cual el nivel de la superficie libre puede ser variado, es decir se varia el NPSH controlando el nivel del pozo. (Ver Figura 4.5)

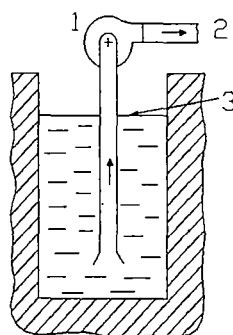


Figura 4.5 Esquema del arreglo tipo “pozo abierto” con control de nivel para pruebas de cavitación.

Fuente: International Standard ISO 9906 First Edition 1999, “Rotodynamics pumps-Hydraulic performance acceptance test – Grade 1 and 2”.

Siendo:

1. Bomba de prueba.
2. Para la válvula de control de flujo y Medidor de flujo.
3. Nivel de agua variable

4.4.3.4. Arreglo tipo Pozo abierto con válvula mariposa en la succión.

La presión del líquido que entra a la bomba, se varía por medio de válvula mariposa instalada en la tubería de entrada, en el nivel mas bajo posible, esto hace que podamos variar el NPSH por medio de una válvula de control de presión en la entrada. (ver Figura 4.6).

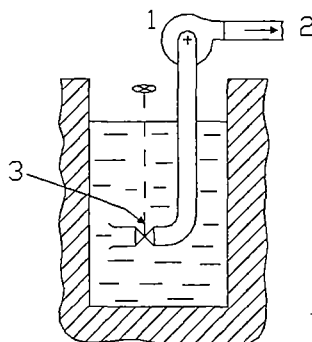


Figura 4.6. Esquema de arreglo tipo “ pozo abierto” con valvula mariposa en la entrada, para pruebas de cavitación.

Fuente: International Standard ISO 9906 First Edition 1999, “Rotodynamics pumps- Hydraulic performance acceptance test – Grade 1 and 2”.

Siendo:

1. Bomba de prueba
2. Para la válvula de control de flujo y Medidor de flujo.
3. Válvula de control de presión en la entrada.

4.4.3.5. Ventajas y desventajas

- ✓ Se presenta menos turbulencia a comparación de las pruebas tomadas en el Arreglo Circuito Cerrado.
- ✓ Se requiere de un sistema adicional, como una bomba auxiliar que llene y extraiga el agua del pozo o tanque para el primer caso de pozo abierto con control de nivel.
- ✓ Se requiere de mayor cantidad de agua en comparación con el Arreglo de Circuito Cerrado.
- ✓ Se puede obtener algunos errores en la medida por la turbulencia creada al estrangular la válvula en la succión.
- ✓ La incomodidad que presenta el estar abriendo y cerrando una válvula sumergida en el pozo para el segundo caso del pozo abierto con válvula mariposa.

4.5. Banco de Ensayo

4.5.1. Descripción del Banco de Ensayo

El Banco de ensayos es una unidad experimental que se encuentra ubicada en el laboratorio de máquinas térmicas e hidráulicas de la FIM UNI.

(Figura 4.7 y 4.8).

El banco de Ensayos consta de:

- ✓ Bomba-Turbina
- ✓ Una Electro bomba o Bomba de Servicio

- ✓ Motor-generator de montaje pendular
- ✓ Tanque de carga y descarga
- ✓ Sistema de tuberías
- ✓ Tablero de control eléctrico
- ✓ Instrumentación

Este equipo ha sido diseñado y desarrollado para permitir una comprensiva investigación dentro del comportamiento de dos diferentes tipos de máquinas hidráulicas Tipo Deriaz y Francis.

El rotor en el equipo es tipo Francis, el cual es nuestro objeto de estudio, esta bomba-Turbina es una réplica de una típica turbina de reacción de baja velocidad específica (N_s), de voluta de eje horizontal y consta de un distribuidor y caja de cojinetes.

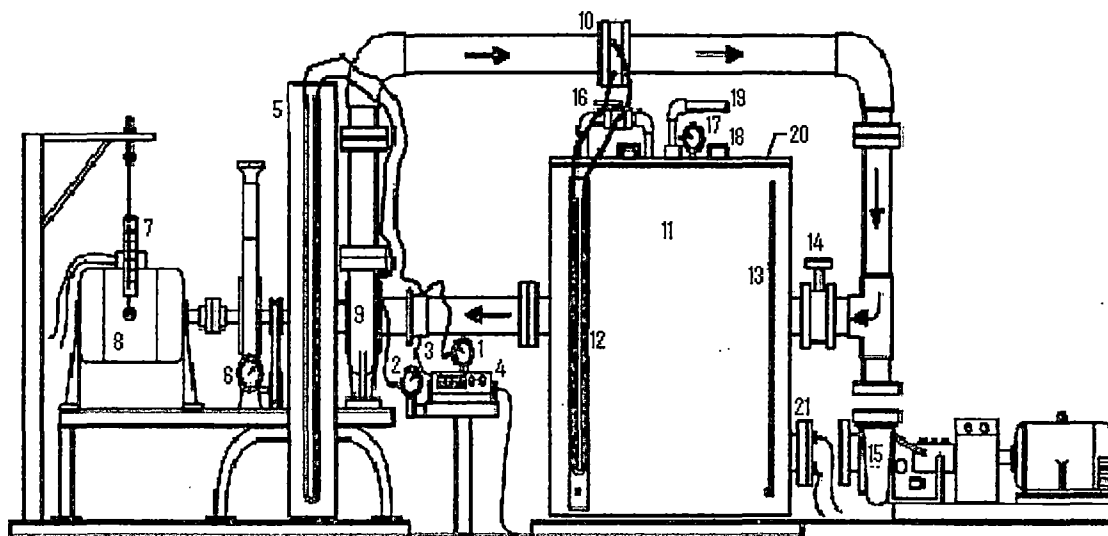


Figura 4.7. Esquema del banco experimental del Laboratorio de Energía de la FIM-UNI".

Fuente: Propia,

El esquema de instalación de la figura 4.7 igual que la figura 4.8 consta de los siguientes elementos:

- | | |
|---|-----------------------------|
| 1. Vacuometro | 9. Bomba - Turbina |
| 2. manometro | 10. Tobera |
| 3. sensor termocupla | 11. Tanque de agua |
| 4. lector digital del sensor termocupla | 12. manómetro diferencial |
| 5. manómetro de columna de Hg | 13. Nivel de Tanque de agua |
| 6. Tacómetro | 14. válvula mariposa |
| 7. Dinamometro | 15. Electrobomba |
| 8. Motor generador | |

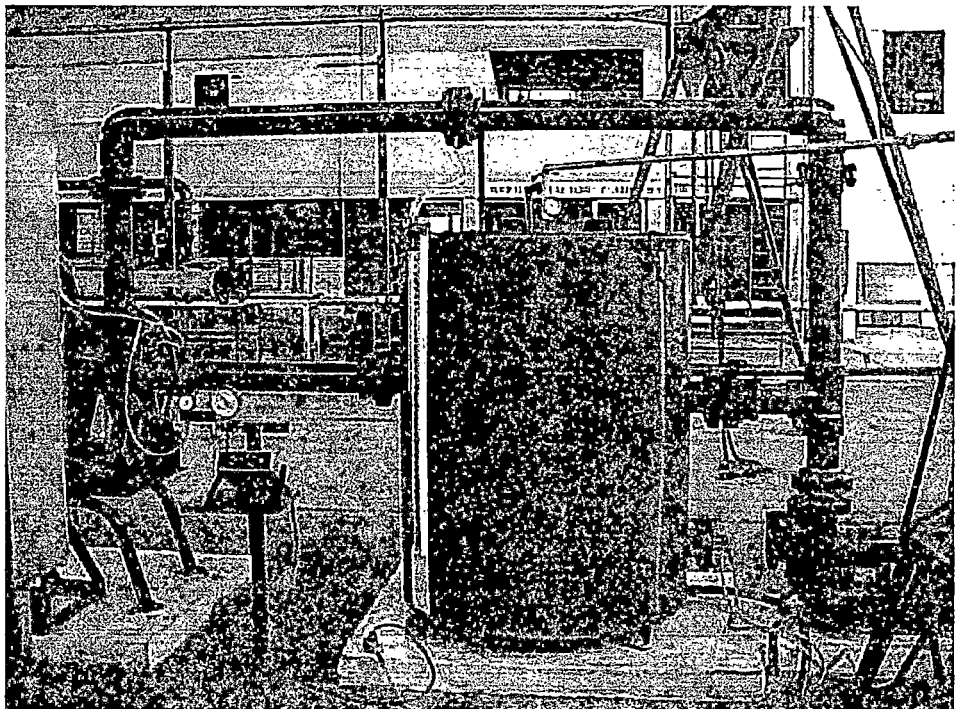


Figura 4.8. Foto del banco experimental del Laboratorio de Energía de la FIM-UNI”.

Fuente: Propia

El rotor es de tipo Francis, manufacturado en bronce, de tipo abierto, los alabes directores también son de bronce y pueden ser fácilmente variados por un mecanismo de anillo externo.

El rotor, los alabes directores son visibles en condiciones de operación a través de una cubierta de material transparente, esta cubierta transparente posee puntos de toma de presión que permite medir la variación radial de la presión en el rodete.

El rotor y los alabes directores están cubiertos por una voluta de hierro fundido. Al otro lado del rotor, en el eje se encuentra un tambor de freno fabricado de acero, que durante el funcionamiento se puede medir el torque de salida por medio del sistema faja-freno-dinamómetro.

La velocidad de rotación del eje, es indicada directamente en un tacómetro, accionado por medio de una faja.

La bomba-turbina está acoplada a un motor-generador, cuyo estator está soportado por un par de cojinetes de rodillos. Esta unidad puede ser usada como motor durante el ensayo como bomba y como generador durante el ensayo como turbina.

4.5.2. Equipo Adicional al Banco de Ensayo

Para generar un circuito cerrado en nuestro banco de ensayo, se adicionó en primer lugar, una tapa en el tanque de agua y así poder hacer las pruebas correspondientes en vacío.

Este tanque de agua con una tapa previamente acondicionada para

ingreso de agua y extracción de aire, además tenía una resistencia en la brida inferior, lugar donde anteriormente se ubicaba la electro bomba del banco de ensayos, para poder mantener la temperatura estable de prueba en promedio 30 °C.

Para generar el vacío en el sistema y simular una caída de presión muy elevada en la succión de la bomba, se hizo uso de la admisión de una compresora de desplazamiento positivo, anteponiendo a esta un tanque separador para evitar que el agua no ingrese a la compresora como se muestra en el diagrama de la figura 4.9 y 4.10.

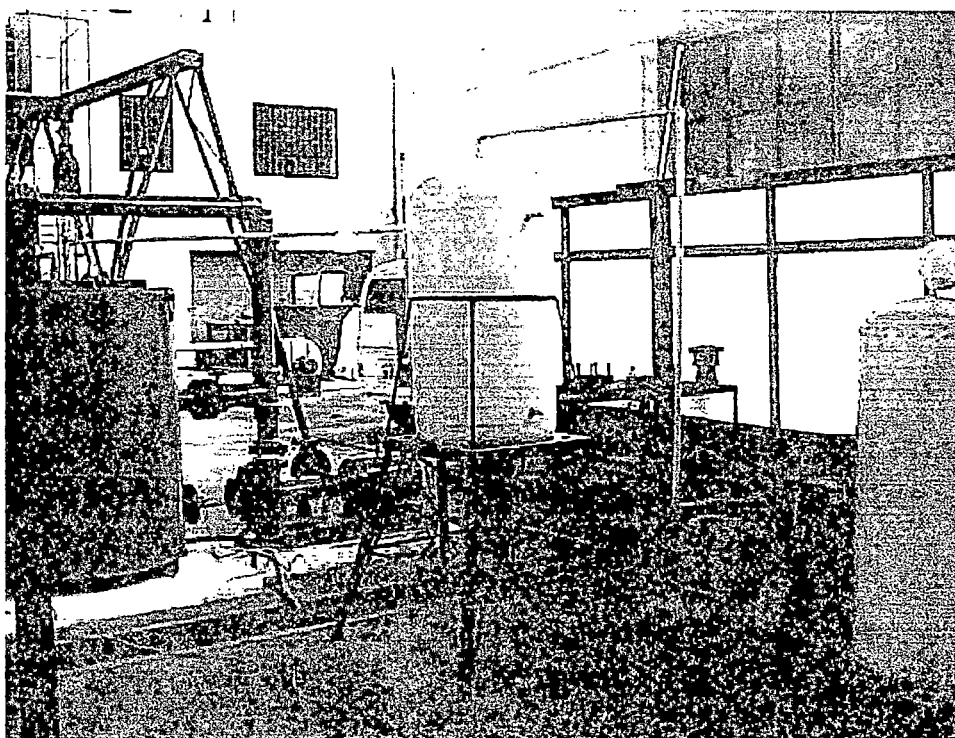


Figura 4.9. Foto del Equipo adicional al banco de ensayos del Laboratorio de Energía de la FIM-UNI

Fuente: Propia

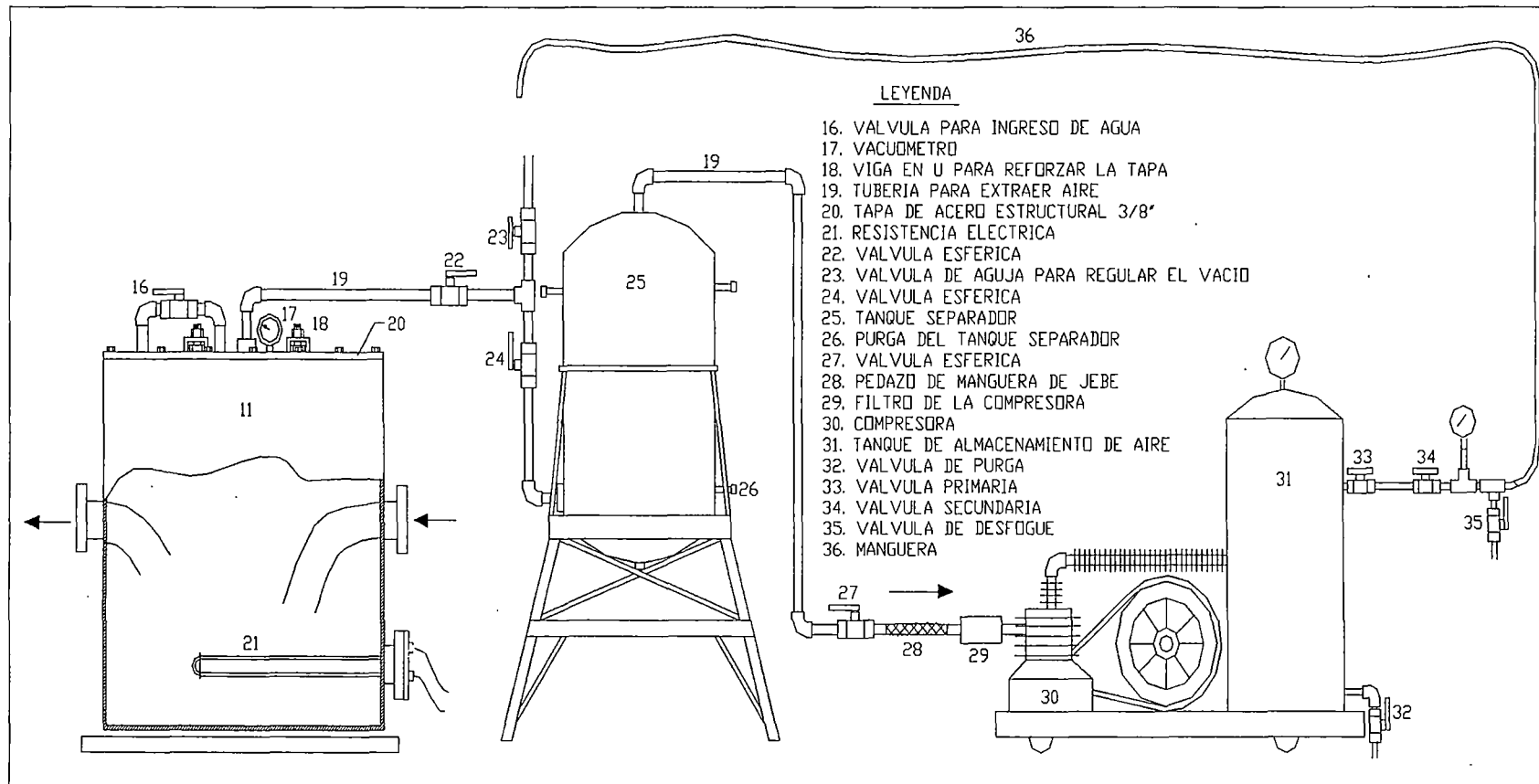


Figura 4.10. Esquema del Equipo adicional al banco de Ensayo

Fuente: Propia

4.5.3. Instrumentación

Básicamente se ha utilizado para medir la velocidad de rotación, las presiones de entrada y salida de la bomba, el flujo de agua y la fuerza del torque del motor:

4.5.3.1. Manómetro

El equipo posee un manómetro tipo Bourdon, ubicada en la salida de la Bomba; sus características son:

Marca: WIKA

Rango: 0 a 30 PSI

Aproximación: 1 PSI

4.5.3.2. Vacuo-manómetro

El equipo también posee un vacuo manómetro tipo Bourdon, ubicada en la entrada de la bomba y sus características son las siguientes:

Marca: WEKSLER

Rango: -100 a 200 KPa

Aproximación: 2 Kpa

4.5.3.3. Sensor y lector de Temperatura

Se ha utilizado la termocupla Tipo K para censar la temperatura a la entrada de la bomba y registrado con un lector digital de características siguientes:

Marca: COLE- PAMER

Rango: -154 a 1371 °C

Aproximación: 0,1 °C

4.5.3.4. Vacuo metro

Se ha utilizado un vacuo metro tipo Bourdon para poder regular el vacío que se hace al tanque y así variar la altura de succión de la bomba en el ensayo de cavitación, con las siguientes características:

Marca: HAENNI

Rango: -100 a 0 KPa

Aproximación: -2 KPa

4.5.3.5. Tacómetro

Se ha utilizado para medir la velocidad de rotación de la bomba, el tacómetro posee una escala birotacional con las siguientes características:

Marca: SMITHS

Rango: 0- 4000 r.p.m.

Aproximación: 50 r.p.m.

Este tacómetro se encuentra montado en la unidad, y está conectado al eje a través de una faja.

4.5.3.6. Dinamómetro

El estator está provisto de un dinamómetro colgante con el cual obteniendo las condiciones de equilibrio y de la reacción se puede obtener directamente el Torque, el dinamómetro tiene las siguientes características:

Marca: SALTER

Rango: 0- 8 lb

Aproximación: 1/16 lb

4.5.3.7. Tobera

La medición del flujo de agua se ha realizado indirectamente, para esto debemos leer en el manómetro de columna, la altura de agua en mm de Hg., que indica la caída de presión en la tobera.

Las tuberías del circuito son de PVC reforzado para soportar altas presiones y evitar problemas de corrosión.

4.5.4. Calibración de Instrumentos

La calibración de estos instrumentos de cuyas características se mencionó anteriormente se realizó haciendo uso de un calibrador Patrón.

4.5.4.1. Calibración del manómetro

Patrón: CALIBRADOR DIGITAL PORTATIL

Marca: DRUCK (INGLES)

Modelo: DPI 610

Rango: -100 KPa a 200 MPa

Precisión: 0.01 MPa

Datos obtenidos de la calibración del manómetro instalado en la descarga de la bomba:

Tabla 4.3.- Datos obtenidos de la Calibración del manómetro

Lectura Patrón (PSI)	Lectura Instrumento (PSI)
0.00	0.00
5.00	5.70
10.00	10.35
15.00	15.25
20.00	20.30
25.00	25.60
30.00	-

Fuente : Propia

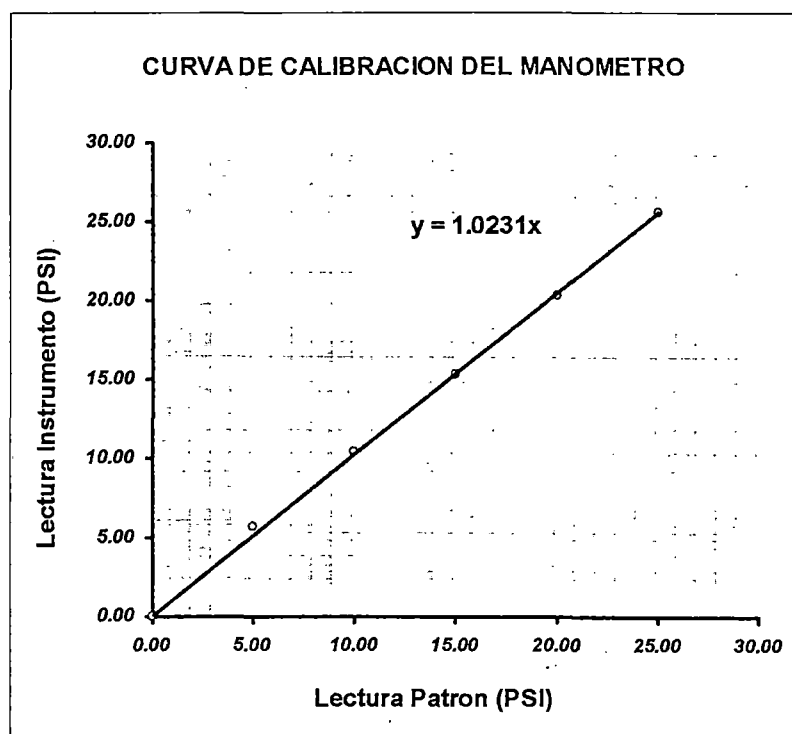


Figura 4.11. Curva de Calibración del manómetro

Fuente: Propia

4.5.4.2. Calibración del vacuo-manómetro

Datos obtenidos de la calibración del vacuo manómetro instalado en la succión de la bomba, utilizando el mismo patrón del manómetro:

Tabla 4.4- Datos obtenidos de la Calibración del vacuomanómetro

Lectura Patrón (KPa)	Lectura Instrumento (KPa)
-70	-70
-60	-60
-50	-50
-40	-40
-30	-30
-20	-20
-10	-10
0	0
30	30
50	50
70	70
100	100
130	130
160	160
200	200

Fuente : Propia

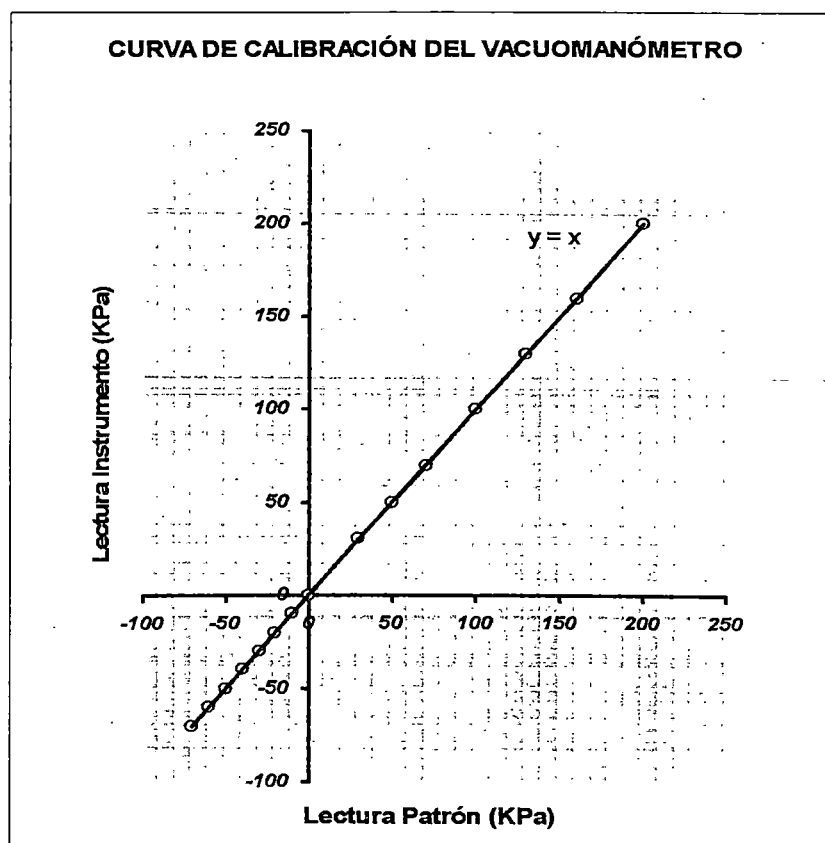


Figura 4.12. Curva de calibración del vacuomanómetro

Fuente : Propia

4.5.4.3. Calibración del vacuómetro

Datos de calibración del vacuómetro instalado en la tapa del tanque de agua, utilizando el mismo patrón del manómetro:

Tabla 4.5.- Datos obtenidos de la Calibración del vacuómetro

Lectura Patrón (KPa)	Lectura Instrumento (KPa)
0,0	0,0
-10,0	-10,0
-20,0	-20,0
-30,0	-30,0
-40,0	-40,0
-50,0	-50,0
-60,0	-60,0
-70,0	-70,0
-80,0	-80,0
-90,0	-
-100,0	-

Fuente: Propia

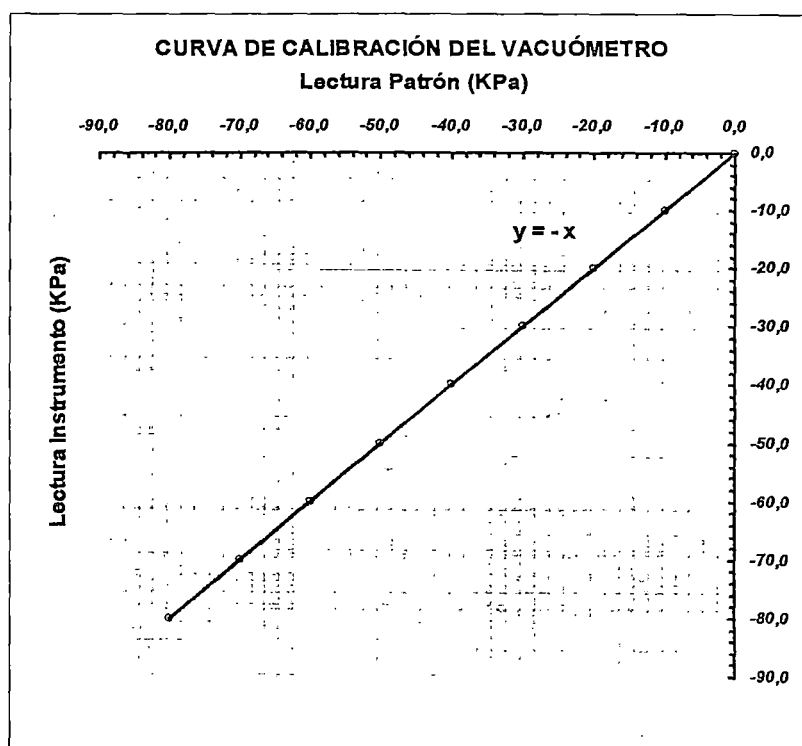


Figura 4.13.- Curva de calibración del vacuómetro

Fuente: Propia

4.5.4.4. Calibración del Tacómetro

El tacómetro fue calibrado usando como patrón un tacómetro digital con las siguientes características:

TACOMETRO DIGITAL

Marca: METEK (USA)

Modelo: 1726 Digital

Rango: 6 a 99999 RPM

Precisión: 1 RPM

Datos de la calibración del Tacómetro:

Tabla 4.6.- Datos obtenidos de la Calibración del Tacómetro.

Lectura Patrón (rpm)	Lectura Instrumento (rpm)
1166	1165
1193	1190
1185	1184
1400	1397
1461	1460
1513	1510
1550	1549
1594	1590
1604	1600
1686	1684
1723	1720
1763	1761
1862	1860
1940	1940
1990	1990
2021	2020
2071	2070
2174	2173

Fuente: Propia

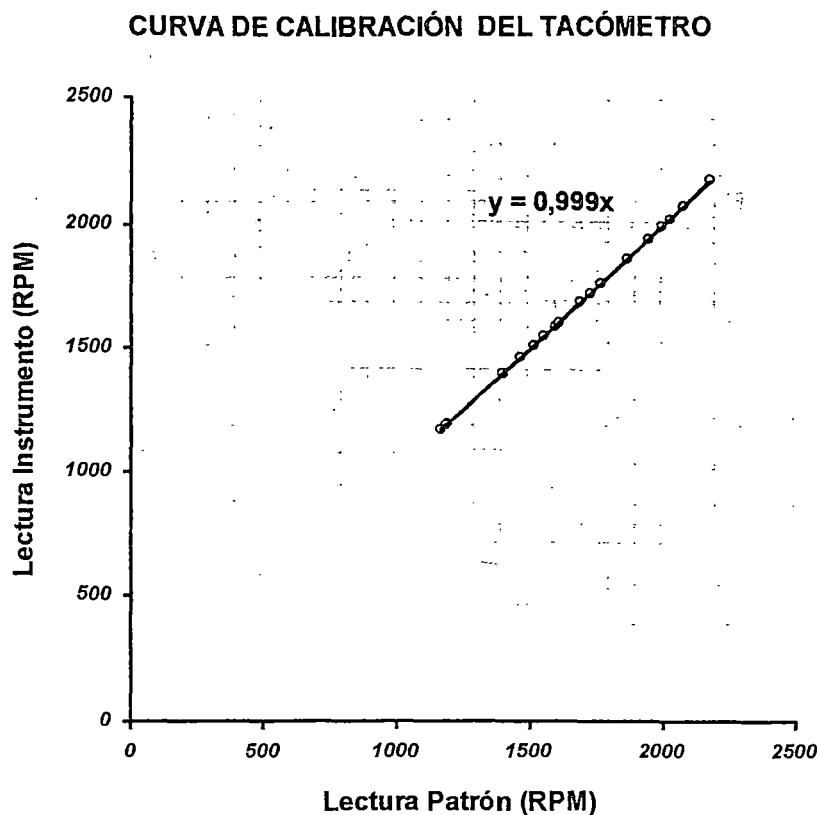


Figura 4.14.- Curva de calibración del Tacómetro

Fuente: Propia

4.5.4.5. Calibración de la termocupla

Para la calibración de la termocupla se ha utilizado un termómetro de bulbo 0-100 °C de 1 °C de aproximación y un calibrador digital de termómetro de pozo seco con las siguientes características:

Patrón: CALIBRADOR DIGITAL

Marca: EUROTRON (ITALIA)

Modelo: Microcal T500

Rango: Tamb a 580 °C

Precisión: 0,1 °C

Datos obtenidos en la calibración de la termocupla instalada en la succión de la bomba:

Tabla 4.7.- Datos obtenidos de la Calibración de la Termocupla.

Lectura Patrón (°C)	Lectura Instrumento (°C)
22,7	22,7
24,8	24,6
30,0	29,4
35,0	34,1
40,0	39,1
45,0	44,2
50,0	49,1
55,0	54,1
60,0	59,1

Fuente : Propia

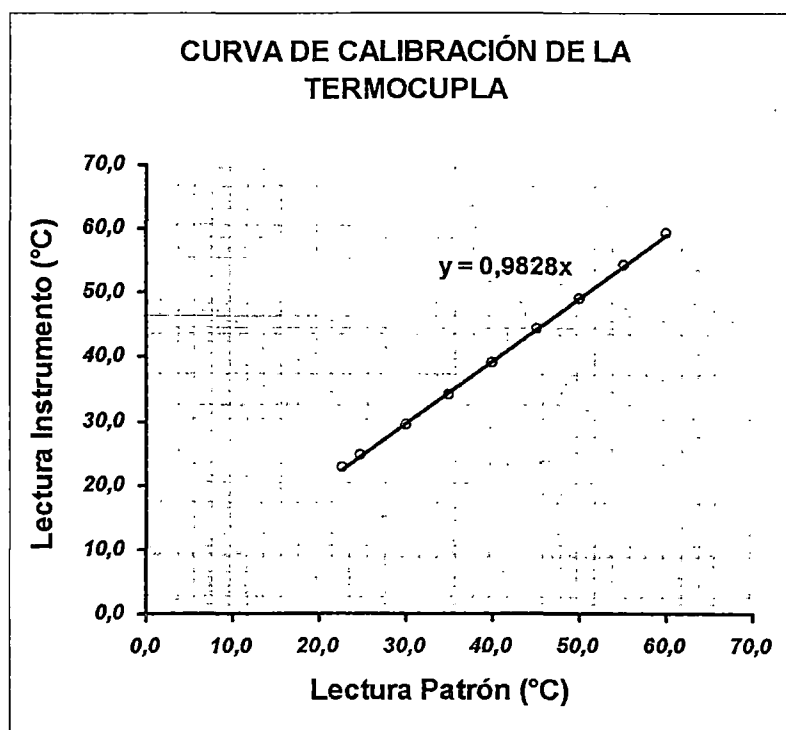


Figura 4.15. Curva de calibración de la Termocupla

Fuente: Propia

4.5.4.6. Calibración del Dinamómetro

Para calibrar el dinamómetro se ha utilizado una balanza de precisión con las siguientes características:

Patrón: BALANZA

Marca: OHAUS

Rango: 0 a 610 gr (sin pesas)

0 a 2610 gr (con pesas)

Precisión: 0,1 gr

y pesas normalizadas de 250 gr, 500 gr y 1000 gr. utilizadas en las turbinas Francis y Pelton del Laboratorio de Máquinas Térmicas de la UNI.,

Datos obtenidos en la calibración del Dinamómetro:

Tabla 4.8.- Datos obtenidos de la Calibración del Dinamómetro.

Lectura Patrón (Kg)	Lectura Instrumento (kg)
0,3155	0,3118
0,5655	0,5386
0,8155	0,7938
1,0655	1,0438
1,3155	1,3041
1,5655	1,5592
1,8155	1,8144
2,0655	2,0412
2,3155	2,2963
2,5655	2,5515
2,8155	2,8349
3,0655	2,9767

Fuente : Propia

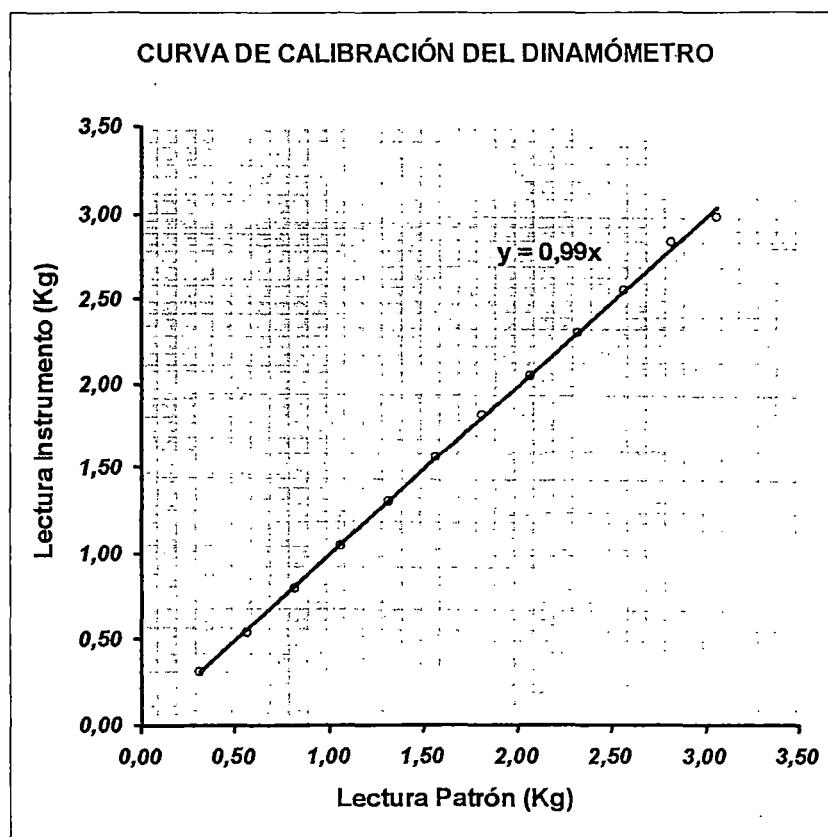


Figura 4.16. Curva de calibración del Dinamómetro

Fuente : Propia

4.5.4.7. Calibración de la tobera

Columna de Hg

Rango: 0 a 36 pulg Hg

Precisión: 0.1 pulg Hg

4.6. Procedimiento de Ensayo

El Ensayo, se realizó tomando las consideraciones anteriormente descritas, en concordancia a la Norma ISO 9906 -1999 INDECOPI, para pruebas de cavitación en circuito cerrado "closed Loop" para ello se

acondicionó lo más que se pudo el equipo para llevar a cabo dicha prueba.

El ensayo se hizo siguiendo el mismo procedimiento de una prueba de curvas características de una bomba Standard, es decir las curvas H vs Q, Potencia Vs Q, eficiencia vs Q, pero en este caso se varió las condiciones en la succión, utilizando el equipo adicional al banco de ensayos para poder crear en la sección de toma de agua, condiciones de presión absolutas negativas (Pt), como son de: 0" hg , 5" hg, 10" hg , 15" hg, 20" hg y 24" hg.

Para poder ilustrar el procedimiento de ensayo, se ha elaborado un diagrama de flujo que nos permita visualizar un poco más cómo se ha elaborado el ensayo (ver figura 4.17).

Este procedimiento, se llevó a cabo para obtener el cuadro de datos, procesarlos y luego obtener el cuadro de resultados.

Como podemos observar se ha considerado conceptos y criterios para el ensayo de cavitación indicados en la norma ISO 9906 , como el criterio del desgasificado, las condiciones del fluido es decir agua limpia y fría (30 °C), y el criterio del NPSH3 , la caída del 3% de la altura total para poder obtener el NPSH requerido.

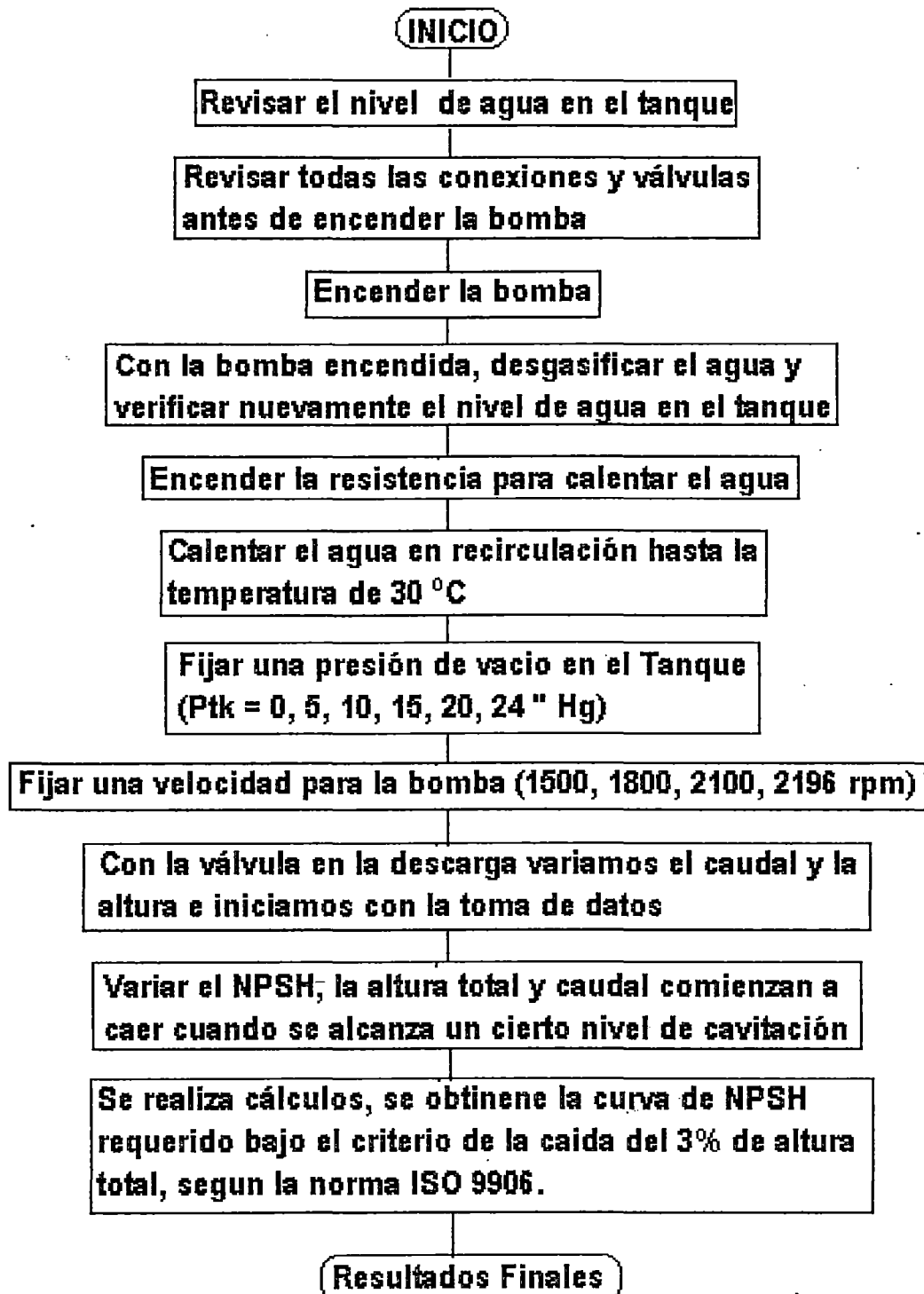


Figura 4.17. Procedimiento de ensayo.

Fuente: Propia

4.7. Procedimiento de cálculo

4.7.1. Fórmulas utilizadas

Se utilizaron fórmulas correspondientes a las turbo máquinas, para el cálculo de:

- a) Altura total de la bomba
- b) Caudal
- c) Potencia al eje
- d) Potencia hidráulica
- e) Eficiencia de la bomba
- f) NPSH

a) Cálculo de la Altura total de la bomba:

Para calcular la altura total se empleó la ecuación de Bernoulli entre los puntos 1 y 2, donde se encuentran ubicados los manómetros de lectura de presión, de modo que:

$$H_B = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + Z_2 - Z_1$$

b) Cálculo del caudal

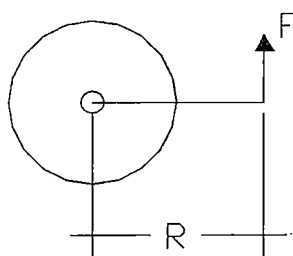
Hernán Pinto [2], quien hizo sus ensayos en el mismo banco de ensayo de la presente Tesis, realizó una serie de pruebas para obtener la fórmula siguiente que nos permite calcular el caudal:

$$Q = 2,1728 \times 10^{-3} \sqrt{h_{Hg}} \quad \text{en m}^3/\text{s}$$

Donde: h_{Hg} se mide en mm. Hg.

c) Cálculo de la Potencia al eje

Formula indicada en el Manual de la máquina, operando como bomba o turbina el torque es determinado midiendo la reacción en el estator del motor/ generador.



El torque en el eje está dado por la relación

$$T = F \times R$$

Con $R = \text{radio} = 0,40\text{m} = 15,75''$

Entonces : $T = 0,40 \times F$ en N.m

Siendo: $F =$ la lectura de la fuerza en el dinamómetro en N

La potencia al eje se puede calcular, mediante la formula:

$$P_{\text{eje}} = F \cdot r \cdot \omega$$

$$P_{\text{eje}} = T \cdot \omega$$

Donde: ω es la velocidad angular

$$\omega = \frac{n \cdot 2\pi}{60} \text{ en rad/s}$$

Reemplazando, se obtiene lo siguiente:

$$P_{\text{eje}} = 0,40 \times F \times \frac{n \cdot 2\pi}{60} \quad \text{en Watts}$$

Siendo: F = la lectura de la fuerza en el dinamómetro en N.

n = velocidad de rotación del motor en r.p.m.

d) Cálculo de la Potencia Hidráulica

La potencia se puede calcular mediante la fórmula:

$$P_H = \gamma Q H \quad \text{en Watts}$$

Siendo: γ = peso específico del agua, igual a $9810 \text{ N} / \text{m}^3$

Q = caudal en m^3 / s

H = altura total en m.

e) Cálculo de la eficiencia de la bomba

La eficiencia de la bomba puede ser calculada con la siguiente expresión, teniendo en cuenta la potencia al eje y la potencia hidráulica de la bomba

$$\eta = \frac{P_h}{P_{EJE}}$$

f) Cálculo del NPSH

$$\text{NPSH}_{\text{ABS}} = P_{tk} - P_v \pm H_s - H_p$$

Siendo:

P_{tk} = Presión absoluta en el tanque.

P_v = Presión de vapor a la temperatura de prueba.

H_s = Altura de succión, en nuestro caso positiva y con un valor de 0,27m para todas las pruebas.

H_p = Perdidas en la tubería de succión

g) Factor de fricción de Colebrook de la ecuación de Darcy-Wiesbach

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -\log\left(\frac{e}{3,7D} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}\right)$$

Para la obtención de las curvas características y el NPSH requerido se hace uso del programa MICROSOFT OFFICE EXCEL 2003, aplicando los cálculos de mínimos cuadrados que dicho sea de paso ya el programa los hace, se logra obtener una curva principal para cada velocidad de funcionamiento de la bomba. En seguida bajo el criterio de la caída de las curvas al 3% según la norma ISO 9906, se ubican puntos críticos donde se estima comienza la cavitación.

Con la agrupación de dichos puntos críticos en las curvas de NPSHd versus Caudal, podemos obtener las curvas del NPSH requerido de la bomba para diferentes velocidades de funcionamiento fijadas en el ensayo.

4.7.2. Ejemplo de cálculo

Considerando un punto cualquiera, por ejemplo el siguiente:

Nº	P_{II} KPa	P_I KPa	T °C	h mm Hg	F N
2	68,9	4	30,1	5,08	11,68

Sus Condiciones Generales son las Siguietes:

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque	$P_t =$	0 pulg Hg
Temperatura del agua	$T_{H_2O} =$	30,2 °C
Temperatura de bulbo húmero	$T_{BH} =$	16,1 °C
Temperatura de bulbo seco	$T_{BS} =$	17,7 °C
Presión atmosférica	$P_{amb} =$	755,6 mm Hg

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería	$D =$	4 pulg	0,1016 m
Longitud de la tubería	$L =$	0,73 m	
Distancia dinamómetro - eje	$r =$	0,4 m	
Densidad relativa del mercurio	$Dr_{Hg} =$	13,6	
Gravedad	$g =$	9,81 m/s ²	32,174 pie/s ²
Constante para cálculo del caudal	$K_Q =$	2,1728	
Nivel de la bomba	$h_a =$	0,27 m	
Revoluciones del Rotor	$N =$	1500 rpm	157,0796327 rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica	$P_{atm} =$	100738,3816 Pa	10,31402044 m H ₂ O
Presión absoluta en el tanque	$P_t =$	100738,3816 Pa	10,31402044 m H ₂ O
Densidad del agua	$\rho =$	995,63 kg/m ³	
Presión de vapor	$P_v =$	4,278 kPa	0,437999686 m H ₂ O
Viscosidad absoluta del agua	$\mu =$	0,000795 Pa-s	

a) Cálculo de la altura Total :

$$H_B = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + Z_2 - Z_1$$

Siendo $Q_1 = Q_2$, $A_1 = A_2$ entonces; $V_1 = V_2$, de igual manera $Z_1 = Z_2$

$$H_B = \frac{(P_2(Kpa) - P_1(Kpa)) * 1000}{\rho(Kg/m^3) * g(m/s^2)} \text{ m H}_2\text{O}$$

$$H_B = \frac{(68,9 - 4) * 1000}{995,63 * 9,81} \text{ m H}_2\text{O}$$

$$H_B = 6,647 \text{ m H}_2\text{O}$$

b) Cálculo del Caudal :

$$Q = 2,1728 \times 10^{-3} \sqrt{h_{Hg}} \quad \text{en m}^3/\text{s}$$

Donde: h_{Hg} se mide en mm. Hg.

$$Q = 2,1728/1000 \cdot (h(\text{mmHg}))^{0.5} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

$$Q = 2,1728/1000 \cdot (5,08)^{0.5} \quad \text{m}^3/\text{s}$$

$$Q = 0,00489 \quad \text{m}^3/\text{s}$$

c) Cálculo de la Potencia al eje :

$$P_{eje} = T \cdot \omega$$

$$T = F \times R = F(\text{N}) \cdot R(\text{m})$$

$$R = 0,4 \text{ m}$$

$$T = 11,68\text{N} \cdot 0,40\text{m}$$

$$T = 4,670 \text{ N.m}$$

La velocidad angular ω es igual :

$$\omega = \frac{n \cdot 2\pi}{60} = \frac{1500 \cdot 2 \cdot 3,1416}{60} = 157,08 \quad \text{rad/s}$$

Reemplazando, se obtiene lo siguiente:

$$P_{eje} = 4,670 \text{ N.m} \cdot 157,08 \text{ rad/seg}$$

$$P_{eje} = 733,56 \text{ W}$$

d) **Cálculo de la potencia hidráulica :**

$$P_h = \gamma QH = \rho g QH$$

$$P_h = g(m/s^2) * \rho(kg/m^3) * Q(m^3/s) * H(m) \text{ W}$$

$$P_h = 9,81 * 995,63 * 0,004897 * 6,647 \text{ W}$$

$$P_h = 317.93 \text{ W}$$

e) **Cálculo de la eficiencia de la Bomba :**

$$\eta = \frac{P_h}{P_{EJE}}$$

$$\eta = \frac{317.93}{733.56} = 0.433$$

$$\eta = 43.3\%$$

f) **Cálculo del NPSH:**

$$NPSH \text{ d}_{ABS} = P_{tk} - P_v \pm H_s - H_p$$

Cálculo de la Presión absoluta del tanque en la succión P_{tk}:

$$P_{tk} = [(P_{atm}(\text{mmHg}) - 25,4 * P_{\text{vacío tk}} (\text{pulg Hg}) / 760] * 101325 \text{ Pa}$$

$$P_{tk} = [(755,6 - 25,4 * 0) / 760] * 101325 \text{ Pa} = 100738,38 \text{ Pa}$$

$$P_{tk} = 100738,38 \text{ Pa} = 10,314 \text{ m H}_2\text{O}$$

Presión de vapor del líquido P_v:

La presión de vapor se obtiene de la tablas de Tensión de vapor del agua, en este caso la P_v para 30.2 °C es igual a 4,278 KPa.

$$P_v = 4,278 \text{ KPa} = 0,438 \text{ mH}_2\text{O}$$

Calculo de la Altura de Succión H_s :

En nuestro caso la altura de succión es siempre positiva y con un valor de 0,27m para todas las pruebas.

$$H_s = 0,27 \text{ m H}_2\text{O}$$

Cálculo de Altura por pérdidas en la succión H_p :

Pérdidas Primarias:

Para estas pérdidas, se tiene una tubería de 4" = 0,1016m de diámetro, con una longitud de 0,73 m y se ha considerado una rugosidad R_a de 2 μm . La rugosidad es elevada y en este caso se tuvo que comparar con una pieza metálica similar, que tiene rugosidad conocida $R_a = 1.6 \mu\text{m}$ que por mecanizado llega a tener de 1 a 2 μm de R_a .

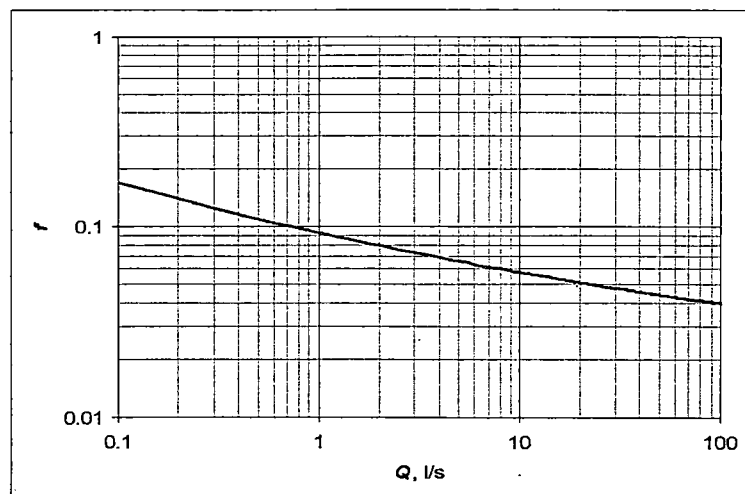


Figura 4.18. Diagrama de Moody para tubería de Fierro con $R_a = 2\mu\text{m}$

Fuente: Propia

Luego hallamos el factor de fricción de Colebrook de la ecuación de Darcy Wiesbach, haciendo iteraciones obtenemos la curva mostrada líneas arriba.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -\log\left(\frac{e}{3,7D} + \frac{2,51}{\text{Re}\sqrt{f}}\right)$$

Sabemos para pérdidas secundarias lo siguiente:

$$f \frac{L V^2}{D 2g} = \frac{fL}{D2g} \left(\frac{Q}{A}\right)^2 = \frac{fL}{D2g} \left(\frac{4Q}{\pi D^2}\right)^2 = \frac{8fL}{g\pi^2 D^5} Q^2$$

Llamemos K1 a $\frac{8fL}{g\pi^2 D^5}$

Reemplazando datos $K1 = 374,15$

Pérdidas Secundarias:

En esta pérdida contamos con un codo de 90° x 300 mm x 4" de fierro negro y demás accesorios, se considera un $K = 3,6$.

Igual a lo anterior para pérdidas secundarias sabemos lo siguiente:

$$K \frac{V^2}{2g} = \frac{K}{2g} \left(\frac{Q}{A}\right)^2 = \frac{K}{2g} \left(\frac{4Q}{\pi D^2}\right)^2 = \frac{8K}{g\pi^2 D^4} Q^2$$

Llamemos K2 a $\frac{8K}{g\pi^2 D^4}$

Reemplazando datos tenemos $K2 = 2791,57$

Δh_s	K_1	K_2	f	Q_B^2
m	Adim	Adim	Adim	(m ³ /s) ²
0,075923506	374,1514572	2791,572447	0,067154	2,3983E-05

Calculando la altura de pérdidas totales en la succión:

$$\Delta h_s = f \frac{L V^2}{D 2g} + K \frac{V^2}{2g} = \frac{8fL}{g\pi^2 D^5} Q^2 + \frac{8K}{g\pi^2 D^4} Q^2 = (K_1 + K_2) Q^2$$

$$\Delta h_s = (K_1 + K_2) (Q(\text{m}^3/\text{s}))^2$$

$$\Delta h_s = (374,15 + 2791,57) (2,3983E-05)^2 \text{ m}$$

$$\Delta h_s = 0,07592 \text{ m}$$

Reemplazando todos los valores calculados en la ecuación del NPSHd :

$$\text{NPSH d} = 10,314 - 0,438 + 0,27 - 0,07592 \text{ m}$$

$$\text{NPSH d} = 10,07009 \text{ m}$$

El cuadro de resultados para dicho punto es el siguiente:

Q_B	H_B	T_{eje}	P_{eje}	P_h	η_h	NPSH_d
m ³ /s	m H ₂ O	N-m	W	W	%	m H ₂ O
0,00489	6,64766	4,67067	733,66768	317,97095	0,43339	10,07009

De esta manera se logra obtener los cuadros de resultados y las curvas con la ayuda del programa Excel.

Capítulo V

RESULTADOS

5.1. Cuadro de resultados obtenidos.

Los datos y resultados obtenidos comprenden la obtención de tablas y gráficos para lo cual hacemos uso del programa Excel, proporcionando así las tablas siguientes.

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 24/07/2007
 Cuadro N° 1

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 0$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,2$ °C
 Temperatura de bulbo húmedo $T_{BH} = 18,1$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 17,7$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 755,6$ mm Hg

Nº	P_{II} KPa	P_I KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	75,8	9	30	0	7,78
2	68,9	4	30,1	5,08	11,68
3	62,0	4	30	10,16	11,95
4	55,1	4	30,2	15,24	12,51
5	48,3	3,8	30,2	21,59	12,79
6	41,4	3,5	30,2	26,67	12,51
7	34,5	3	30,2	39,37	12,51
8	27,6	2	30,3	48,26	12,23
9	20,7	2	30,4	52,07	11,95

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg $0,1018$ m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $Dr_{Hg} = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² $32,174$ pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_G = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_a = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 1500$ rpm $157,0796327$ rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100738,3816$ Pa $10,31402044$ m H₂O $14,61489474$ PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 100738,3816$ Pa $10,31402044$ m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,63$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,278$ kPa $0,437999686$ m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,000795$ Pa-s

Q_a m ³ /s	H_a m H ₂ O	T_{ej} N-m	P_{ej} W	P_h W	η_h %	$NPSH_a$ m H ₂ O	Δh_a	K_1 Adim	K_2 Adim	f Adim	Q_a^2 (m ³ /s) ²
0	6,841459725	3,113782382	489,1117929	0	0	#N/A	#N/A	#N/A	2791,572447	#N/A	0
0,004897242	6,647661026	4,670673573	733,6676893	317,9709587	0,433399158	10,07009725	0,075923508	374,1514572	2791,572447	0,067154	2,3983E-05
0,006925747	5,941941236	4,781880087	751,1359676	401,9406593	0,535110388	9,995427389	0,150593367	348,0153449	2791,572447	0,062463	4,7966E-05
0,008482273	5,236221446	5,004293114	786,0725242	433,8076664	0,55186723	9,921108415	0,224914342	334,4542071	2791,572447	0,060029	7,1949E-05
0,010095924	4,5509785	5,115499628	803,5408025	448,763823	0,558482931	9,828787991	0,317232766	320,7593522	2791,572447	0,057571	0,000101928
0,011220992	3,875973975	5,004293114	786,0725242	424,7947047	0,540401415	9,754848609	0,391172148	315,1710937	2791,572447	0,056568	0,000125911
0,013833346	3,221446295	5,004293114	786,0725242	428,963497	0,545704733	9,570714614	0,575308143	303,6858558	2791,572447	0,054503	0,000185868
0,015094315	2,618110723	4,893086601	768,6042459	385,9832	0,502187182	9,442097767	0,70392299	297,9995955	2791,572447	0,053486	0,000227838
0,015678826	1,912390933	4,781880087	751,1359676	292,858072	0,389886898	9,386949484	0,759071273	296,2724169	2791,572447	0,053176	0,000245826

Cuadro 5.1. Datos y resultados obtenidos para N= 1500 rpm, Pt = 0 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 24/07/2008
 Cuadro N° 2

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg 0,1016 m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $D_r Hg = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² 32,174 pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_Q = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_s = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 1500$ rpm 157,0796327 rad/s

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 5$. pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,2$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 16,1$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 17,7$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 755,6$ mm Hg

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100738,3816$ Pa 10,31402044 m H₂O 14,61489474 PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 83806,44079$ Pa 8,580456922 m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,63$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,278$ kPa 0,437999686 m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,000795$ Pa-s

N°	P _{fl} KPa	P _i KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	55,1	-10	30,6	0	7,23
2	48,3	-14	30,3	7,62	11,68
3	41,4	-15	30,2	11,43	11,95
4	34,5	-16	30,2	16,51	12,79
5	27,6	-16	30,2	25,4	12,23
6	20,7	-16	30	36,83	12,23
7	6,9	-17	30,2	44,45	11,95
8	0	-18	30,2	53,34	11,68
9					
10					
11					
12					
13					
14					

Q _B m ³ /s	H _B m H ₂ O	T _{aje} N-m	P _{aje} W	P _h W	η _h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh _s	K ₁ Adlm	K ₂ Adlm	f Adlm	Q _B ² (m ³ /s) ²
0,005997873	6,373417684	4,670673573	733,6676893	373,3675707	0,508905566	8,299097715	0,113359522	359,5372976	2791,572447	0,064531	3,59745E-05
0,007345864	5,770082012	4,781880087	751,1359676	413,9918918	0,551154398	8,243306074	0,169151162	343,078957	2791,572447	0,061577	5,39617E-05
0,008828629	5,166746441	5,115499628	803,5408025	445,530479	0,554459061	8,169097075	0,243360181	330,6432711	2791,572447	0,059345	7,79447E-05
0,010950567	4,461026651	4,893086601	768,6042459	477,1318525	0,620777019	8,039587631	0,372869605	317,8788641	2791,572447	0,057054	0,000119915
0,013186229	3,755306861	4,893086601	768,6042459	483,6520404	0,629260173	7,873908209	0,538549028	305,7328984	2791,572447	0,054874	0,000173877
0,014486239	2,4462515	4,781880087	751,1359676	346,1176303	0,460792247	7,763333107	0,649124129	301,6879576	2791,572447	0,054148	0,000209851
0,015868879	1,842915928	4,670673573	733,6676893	285,6398283	0,389331345	7,63487203	0,777585206	296,2724169	2791,572447	0,053176	0,000251821

Cuadro 5.2. Datos y resultados obtenidos para N= 1500 rpm, Pt = 5 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 24/07/2007
 Cuadro N° 3

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg 0,1016 m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $D_r Hg = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² 32,174 pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_C = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_e = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 1500$ rpm 157,0796327 rad/s

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 10$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,4$ °C
 Temperatura de bulbo húmedo $T_{BH} = 16,1$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 17,7$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 755,6$ mm Hg

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100738,3816$ Pa 10,31464204 m H₂O 14,61489474 PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 66874,5$ Pa 6,847306043 m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,57$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,327$ kPa 0,443043211 m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,0007916$ Pa-s

N°	P _u KPa	P _l KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	37,9	-28	30,6	0	7,78
2	34,5	-32	30,7	5,08	11,68
3	27,6	-34	30,1	10,16	12,23
4	20,7	-34	30,3	15,24	12,51
5	13,8	-34	30,2	21,59	12,23
6	6,9	-34	30,4	30,48	11,95
7	-6,9	-35	30,3	40,64	11,40
8	-13,8	-36	30,3	50,8	11,68
9	-20,7	-36	30,3	53,34	11,68

Q _B m ³ /s	H _B m H ₂ O	T _{eje} N-m	P _{eje} W	P _h W	η _h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh _e	K ₁ Adim	K ₂ Adim	f Adim	Q _B ² (m ³ /s) ²
0,004897242	6,804893932	4,670673573	733,6676893	325,4721087	0,443623337	6,698339326	0,075923506	374,1514572	2791,572447	0,067154	2,3983E-05
0,006925747	6,303942579	4,893086601	768,6042459	426,402423	0,554775003	6,523669464	0,150593367	348,0153449	2791,572447	0,062463	4,7966E-05
0,008482273	5,898222789	5,004293114	786,0725242	463,7706096	0,589984505	6,44934849	0,224914342	334,4542071	2791,572447	0,060029	7,1949E-05
0,010095924	4,892502999	4,893086601	768,6042459	482,4118676	0,627646634	6,357030066	0,317232766	320,7593522	2791,572447	0,057571	0,000101928
0,011995745	4,186783209	4,781880087	751,1359676	490,5107349	0,653025226	6,227576943	0,446885888	312,6137551	2791,572447	0,056109	0,000143898
0,013851493	2,877727848	4,55946706	716,199411	389,3024442	0,54356711	6,080398426	0,593864405	303,6658556	2791,572447	0,054503	0,000191864
0,015486441	2,274392276	4,670673573	733,6676893	343,9994825	0,468876424	5,933291263	0,740971568	297,9995955	2791,572447	0,053486	0,00023983
0,015868879	1,568672486	4,670673573	733,6676893	243,1192494	0,331375162	5,896677625	0,777585206	296,2724169	2791,572447	0,053176	0,000251821

Cuadro 5.3. Datos y resultados obtenidos para N= 1500 rpm, Pt = 10 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 25/07/2007
 Cuadro Nº 4

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 15$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,2$ °C
 Temperatura de bulbo húmedo $T_{BH} = 15$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 16,1$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 756$ mm Hg

Nº	P_R KPa	P_I KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	13,8	-46	30,3	0	7,51
2	17,2	-50	30,2	5,08	11,95
3	12,4	-50	30,4	10,16	12,23
4	0,0	-50	30,2	15,24	12,51
5	-6,9	-50	30,2	21,59	12,79
6	-13,8	-50	30,1	31,75	12,51
7	-24,1	-51	30,1	39,37	12,51
8	-31,0	-52	30,2	45,72	12,23
9	-37,9	-52	30,3	46,99	10,29
10					
11					
12					
13					
14					

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg 0,1016 m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $Dr_{Hg} = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² 32,174 pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_Q = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_a = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 1500$ rpm 157,0796327 rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100791,7105$ Pa 10,31948049 m H₂O 14,62263158 PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 49995,88816$ Pa 5,118789923 m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,63$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,278$ kPa 0,437999686 m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,000795$ Pa-s

Q_B m ³ /s	H_B m H ₂ O	T_{vje} N-m	P_{vje} W	P_h W	η_h %	$NPSH_d$ m H ₂ O	Δh_a	K_1 Adim	K_2 Adim	f Adim	Q_B^2 (m ³ /s) ²
0,004897242	6,883510386	4,781880087	751,1369676	329,2521066	0,43833889	4,874866732	0,075923506	374,1514572	2791,572447	0,067154	2,3983E-05
0,006925747	6,389506533	4,893086601	768,6042459	432,2160665	0,5623389	4,80019687	0,150593387	348,0153449	2791,572447	0,062463	4,7966E-05
0,008482273	5,119210911	5,004293114	786,0725242	424,1136403	0,539535001	4,725876896	0,224914342	334,4542071	2791,572447	0,060029	7,1949E-05
0,010095924	4,413491121	5,115499628	803,5408025	435,2064393	0,541610878	4,833557472	0,317232766	320,7593522	2791,572447	0,057571	0,000101928
0,012243106	3,707771331	5,004293114	786,0725242	443,3753467	0,564038728	4,485854053	0,464936185	310,2012766	2791,572447	0,055676	0,000149894
0,013633346	2,751575865	5,004293114	786,0725242	366,3961765	0,466109888	4,375484095	0,575306143	303,6658556	2791,572447	0,054503	0,000185868
0,014691727	2,148240293	4,893086601	768,6042459	308,2639245	0,401069765	4,283526184	0,667264054	299,8047757	2791,572447	0,05381	0,000215847
0,014894382	1,442520503	4,114641005	646,3262977	209,8511973	0,324683056	4,264991071	0,685799167	299,8047757	2791,572447	0,05381	0,000221843

Cuadro 5.4. Datos y resultados obtenidos para N= 1500 rpm, Pt = 15 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 25/07/2007
 Cuadro Nº 5

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg $0,1016$ m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dlnamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $D_r Hg = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² $32,174$ pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_Q = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_a = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 1500$ rpm $157,0796327$ rad/s

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 20$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,3$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 15$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 16,1$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 756$ mm Hg

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100791,7105$ Pa $10,31979144$ m H₂O $14,62263158$ PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 33063,94737$ Pa $3,385328408$ m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,6$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,302$ kPa $0,440470179$ m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,0007933$ Pa-s

Nº	P _d KPa	P _i KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	0,0	-66	30,3	0	7,51
2	0,0	-66	30,2	6,35	11,12
3	-13,8	-66	30,4	13,97	11,66
4	-24,1	-67	30,4	21,59	12,51
5	-31,0	-68	30,5	29,21	12,51
6	-41,4	-68	30,3	33,02	11,68
7	-48,3	-68	30,3	38,1	11,12
8	-55,8	-69	30,3	40,64	10,56
9					
10					
11					
12					
13					
14					

Q _B m ³ /s	H _B m H ₂ O	T _{eje} N-m	P _{eje} W	P _h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_s	K ₁ Adim	K ₂ Adim	f Adim	Q _B ² (m ³ /s) ²
0,005475284	6,757358402	4,448260546	698,7311326	361,3578258	0,51716291	3,120187185	0,094671044	366,3680104	2791,572447	0,065757	2,99787E-05
0,008121158	5,346918823	4,670673573	733,6676893	424,0276829	0,577956054	3,008686749	0,20617148	334,4542071	2791,572447	0,060029	6,59532E-05
0,010095924	4,389723356	5,004293114	786,0725242	432,8496997	0,550648555	2,897825463	0,317232766	320,7593522	2791,572447	0,057571	0,000101928
0,011743175	3,786387784	5,004293114	786,0725242	434,2746878	0,55246135	2,786784253	0,428073976	312,6137551	2791,572447	0,056109	0,000137902
0,012485568	2,7278081	4,670673573	733,6676893	332,641168	0,453394872	2,731324597	0,483533632	310,2012766	2791,572447	0,055676	0,000155889
0,013411651	2,02208831	4,448260546	698,7311326	264,872124	0,379075887	2,657738545	0,557119684	305,7328984	2791,572447	0,054874	0,000179872
0,013851493	1,348180759	4,225847519	663,794576	182,3889916	0,274767222	2,620993824	0,593864405	303,6658556	2791,572447	0,054503	0,000191864

Cuadro 5.5. Datos y resultados obtenidos para N= 1500 rpm, Pt = 20 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 25/07/2007
 Cuadro N° 6

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg $0,1016$ m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $D_r Hg = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² $32,174$ pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_Q = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_a = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 1500$ rpm $157,0796327$ rad/s

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 24$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,3$ °C
 Temperatura de bulbo húmedo $T_{BH} = 15,5$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 16,6$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 755,5$ mm Hg

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100725,0493$ Pa $10,31296618$ m H₂O $14,61296053$ PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 19451,73355$ Pa $1,991610543$ m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,6$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,302$ kPa $0,440470179$ m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,0007933$ Pa-s

N°	P ₀ KPa	P ₁ KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	0,0	-74	30,5	0	7,23
2	-13,8	-74	30,4	6,35	11,95
3	-20,7	-75	30,4	12,7	12,23
4	-27,6	-75	30,3	19,05	12,23
5	-34,5	-75	30,2	26,67	11,95
6	-41,4	-76	30,2	27,94	12,23
7	-48,3	-76	30,2	27,94	10,84
8	-62,0	-77	30,2	27,94	8,62
9	-70,3	-78	30,2	27,94	8,34
10					
11					
12					
13					
14					

Q _B m ³ /s	H _B m H ₂ O	T _{sje} N-m	P _{sje} W	P _h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_a	K ₁ Adim	K ₂ Adim	f Adim	Q _a ² (m ³ /s) ²
0,005475284	6,164992568	4,781880087	751,1359676	329,6803541	0,438909024	1,72646932	0,094671044	366,3680104	2791,572447	0,065757	2,99787E-05
0,00774322	5,561656997	4,893086601	768,6042459	420,6101121	0,547238861	1,633464211	0,187676153	338,5827211	2791,572447	0,06077	5,99575E-05
0,009483469	4,855937207	4,893086601	768,6042459	449,7738482	0,585182622	1,540657364	0,280483	327,1164838	2791,572447	0,058712	8,99362E-05
0,011220992	4,150217417	4,781880087	751,1359676	454,8372284	0,605532484	1,429968216	0,391172148	315,1710937	2791,572447	0,056568	0,000125911
0,011485052	3,546881845	4,893086601	768,6042459	397,8630157	0,517643531	1,411340971	0,409799393	315,1710937	2791,572447	0,056568	0,000131906
0,011485052	2,841162056	4,337054032	681,2628543	318,7005807	0,467808539	1,411340971	0,409799393	315,1710937	2791,572447	0,056568	0,000131906
0,011485052	1,532106694	3,447401923	541,5166278	171,8604161	0,317368678	1,411340971	0,409799393	315,1710937	2791,572447	0,056568	0,000131906
0,011485052	0,787627164	3,33619541	524,0483495	88,35019958	0,168591695	1,411340971	0,409799393	315,1710937	2791,572447	0,056568	0,000131906

Cuadro 5.6. Datos y resultados obtenidos para N= 1500 rpm, Pt = 24 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 28/07/2007
 Cuadro N° 7

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 0$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,3$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 15,5$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 16,6$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 756,45$ mm Hg

Nº	P_0 KPa	P_1 KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	93,1	7	30,3	0	10,56
2	91,0	1	30,3	5,08	15,29
3	86,9	0	30,2	10,16	15,85
4	76,5	0	30,3	15,24	16,12
5	65,5	0	30,2	25,4	16,12
6	55,1	-1	30,3	35,56	15,85
7	48,3	-2	30,3	45,72	16,12
8	41,4	-2	30,3	54,61	15,29
9	33,8	-3	30,3	63,5	15,85
10	24,1	-3	30,2	73,66	15,01
11					
12					
13					
14					

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg 0,1016 m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $Dr_{Hg} = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² 32,174 pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_0 = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_a = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 1800$ rpm 188,495559 rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100851,706$ Pa 10,3259342 m H₂O 14,6313355 PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 100851,706$ Pa 10,3259342 m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,6$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,302$ kPa 0,44047018 m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,0007933$ Pa-s

Q_B m ³ /s	H_B m H ₂ O	T_{ej} N-m	P_{ej} W	P_h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_a	K_1 Adim	K_2 Adim	f Adim	Q_B^2 (m ³ /s) ²
0	8,81079312	4,22584752	796,5534912	0	0	#N/A	#N/A	#N/A	2791,57245	#N/A	0
0,00489724	9,21339462	6,11635825	1152,906369	440,881863	0,3822356	10,0795405	0,07592351	374,1514572	2791,57245	0,087154	2,3983E-05
0,00692575	8,89233729	6,33877128	1194,830237	601,501105	0,50341972	10,0048708	0,15059337	348,0153449	2791,57245	0,062463	4,7968E-05
0,00848227	7,83372571	6,44997779	1215,792171	648,984751	0,5337958	9,93054965	0,22491434	334,4542071	2791,57245	0,080029	7,1949E-05
0,01095057	6,70454002	6,44997779	1215,792171	717,0666	0,58979373	9,78259439	0,37286961	317,8788641	2791,57245	0,057054	0,00011991
0,01295689	5,74831574	6,33877128	1194,830237	727,436585	0,60882003	9,6351199	0,5203441	307,9113721	2791,57245	0,055265	0,00016788
0,01469173	5,14496199	6,44997779	1215,792171	738,259305	0,60722492	9,48819994	0,66726405	299,8047757	2791,57245	0,05381	0,00021585
0,01605668	4,43922094	6,11635825	1152,906369	696,171911	0,60384081	9,35979291	0,79567108	294,8120988	2791,57245	0,052878	0,00025782
0,01731437	3,76529308	6,33877128	1194,830237	636,735841	0,53290905	9,23120209	0,92428191	291,4864607	2791,57245	0,052317	0,00029979
0,01864814	2,7772556	6,00515174	1131,944435	505,830901	0,44686902	9,08480628	1,07065773	287,2130866	2791,57245	0,05155	0,00034775

Cuadro 5.7. Datos y resultados obtenidos para N= 1800 rpm, Pt = 0 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar	Laboratorio de máquinas térmicas UNI
Fecha	26/07/2007
Cuadro	N° 8

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque	$P_t =$	5 pulg Hg
Temperatura del agua	$T_{H_2O} =$	30,3 °C
Temperatura de bulbo húmero	$T_{BH} =$	15,55 °C
Temperatura de bulbo seco	$T_{BS} =$	17,11 °C
Presión atmosférica	$P_{amb} =$	756,45 mm Hg

N°	P_n KPa	P_i KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	77,9	-10	30,3	0	10,29
2	75,1	-16	30,3	5,08	15,01
3	68,9	-16	30,2	10,16	16,12
4	62,7	-16	30,2	15,24	16,12
5	48,9	-17	30,3	25,4	15,85
6	47,6	-18	30,3	35,56	16,12
7	34,5	-18	30,4	45,72	16,12
8	26,9	-19	30,3	54,61	15,57
9	20,0	-20	30,4	63,5	14,46
10	9,7	-20	30,4	73,66	14,46
11					
12					
13					
14					

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería	$D =$	4 pulg	0,1016 m
Longitud de la tubería	$L =$	0,73 m	
Distancia dinamómetro - eje	$r =$	0,4 m	
Densidad relativa del mercurio	$Dr_{Hg} =$	13,6	
Gravedad	$g =$	9,81 m/s ²	32,174 pie/s ²
Constante para cálculo del caudal	$K_Q =$	2,1728	
Nivel de la bomba	$h_s =$	0,27 m	
Revoluciones del Rotor	$N =$	1800 rpm	188,495559 rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica	$P_{atm} =$	100851,706 Pa	10,3259342 m H ₂ O	14,6313355 PSI
Presión absoluta en el tanque	$P_t =$	83919,7648 Pa	8,59231841 m H ₂ O	
Densidad del agua	$\rho =$	995,6 kg/m ³		
Presión de vapor	$P_v =$	4,302 kPa	0,44047018 m H ₂ O	
Viscosidad absoluta del agua	$\mu =$	0,0007933 Pa-s		

Q_B m ³ /s	H_B m H ₂ O	T_{ej} N-m	P_{ej} W	P_h W	η_h %	$NPSH_d$ m H ₂ O	Δh_s	K_1 Adlm	K_2 Adlm	f Adlm	Q_B^2 (m ³ /s) ²
0,00489724	9,33077435	6,00515174	1131,944435	446,296202	0,39427395	8,34592473	0,07592351	374,1514572	2791,57245	0,067154	2,3983E-05
0,00692575	8,6956074	6,44997779	1215,792171	588,193777	0,48379467	8,27125487	0,15059337	348,0153449	2791,57245	0,062463	4,7966E-05
0,00848227	8,06044045	6,44897779	1215,792171	667,766927	0,54924431	8,19693389	0,22491434	334,4542071	2791,57245	0,060029	7,1949E-05
0,01095057	6,75134565	6,33877128	1194,830237	722,072573	0,60433068	8,04897863	0,37286981	317,8788841	2791,57245	0,057054	0,00011991
0,01295689	6,71258474	6,44997779	1215,792171	849,462684	0,6986907	7,90150414	0,5203441	307,9113721	2791,57245	0,055265	0,00016788
0,01469173	5,37187673	6,44997779	1215,792171	770,790987	0,63398252	7,75458418	0,66726405	299,8047757	2791,57245	0,05381	0,00021585
0,01605668	4,69774888	6,22756476	1173,888303	736,715036	0,62759599	7,62617715	0,79567108	294,8120888	2791,57245	0,052878	0,00025782
0,01731437	4,09439513	5,78273871	1090,020567	692,389183	0,63520743	7,49758833	0,92428191	291,4884607	2791,57245	0,052317	0,00029979
0,01864814	3,03578354	5,78273871	1090,020567	552,917464	0,50725418	7,3511905	1,07065773	287,2130866	2791,57245	0,05155	0,00034775

Cuadro 5.8. Datos y resultados obtenidos para N= 1800 rpm, Pt = 5 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 26/07/2007
 Cuadro N° 9

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 10$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,4$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 15,5$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 16,66$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 755,6$ mm Hg

Nº	P _{II} KPa	P _I KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	62,7	-30	30,5	0	10,29
2	61,3	-35	30,5	5,08	14,73
3	52,4	-36	30,3	10,16	15,57
4	47,6	-35	30,4	15,24	15,85
5	34,5	-36	30,3	25,4	16,40
6	26,2	-35	30,4	35,56	16,12
7	13,8	-36	30,4	45,72	15,85
8	0,0	-36	30,4	54,81	15,01
9	-8,9	-37	30,2	57,15	15,01
10	-13,8	-37	30,3	63,5	14,73
11	-20,7	-38	30,3	68,04	14,46
12					
13					
14					

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg 0,1016 m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $Dr_{Hg} = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² 32,174 pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_0 = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_a = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 1800$ rpm 188,495559 rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100738,382$ Pa 10,314642 m H₂O 14,6148947 PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 66874,5$ Pa 6,84730604 m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,57$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,327$ kF a 0,44304321 m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,0007916$ Pa-s

Q _B m3/s	H _B m H ₂ O	T _{eje} N-m	P _{eje} W	P _h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_a	K ₁ Adlm	K ₂ Adlm	f Adlm	Q _B ² (m3/s) ²
0,00489724	8,86465101	5,89394522	1110,982501	471,817606	0,424685	6,59833933	0,07592351	374,1514572	2791,57245	0,067154	2,3983E-05
0,00692575	9,04957494	6,22756476	1173,868303	612,118628	0,52145426	6,52366946	0,15059337	348,0153449	2791,57245	0,062463	4,7966E-05
0,00848227	8,4531689	6,33877128	1194,830237	700,2814	0,5860928	6,44934849	0,22491434	334,4542071	2791,57245	0,060029	7,1949E-05
0,01095057	7,21464819	6,56118431	1236,754105	771,600638	0,62389171	6,30139323	0,37286961	317,8786641	2791,57245	0,057054	0,00011991
0,01295689	6,26537163	6,44997779	1215,792171	792,844967	0,65212212	6,15391874	0,5203441	307,9113721	2791,57245	0,055265	0,00016788
0,01469173	5,09742503	6,33877128	1194,830237	731,416108	0,61215065	6,00699878	0,66726405	299,8047757	2791,57245	0,05381	0,00021585
0,01605668	3,68594292	6,00515174	1131,944435	578,02318	0,51064625	5,87659175	0,79567108	294,6120968	2791,57245	0,052878	0,00025782
0,01642585	3,08258917	6,00515174	1131,944435	494,520531	0,43687704	5,84158379	0,83267804	294,6120968	2791,57245	0,052878	0,00026981
0,01731437	2,37884811	5,89394522	1110,982501	401,928548	0,36177757	5,75000093	0,92426191	291,4884607	2791,57245	0,052317	0,00029979
0,01765726	1,77349436	5,78273871	1090,020587	305,839733	0,28058162	5,71349078	0,96077205	290,0100016	2791,57245	0,052052	0,00031178

Cuadro 5.9. Datos y resultados obtenidos para N= 1800 rpm, Pt = 10 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 28/07/2007
 Cuadro N° 10

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg $0,1016$ m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $D_r Hg = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² $32,174$ pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_Q = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_a = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 1800$ rpm $188,495559$ rad/s

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 15$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,4$ °C
 Temperatura de bulbo húmedo $T_{BH} = 15$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 16,11$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 755,35$ mm Hg

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100705,051$ Pa $10,3112293$ m H₂O $14,6100592$ PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 49909,2286$ Pa $5,11022531$ m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,57$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,327$ kPa $0,44304321$ m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,0007916$ Pa-s

N°	P ₀ KPa	P ₁ KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	47,6	-43	30,5	0	10,29
2	42,0	-50	30,4	5,08	14,73
3	35,8	-50	30,3	10,16	15,57
4	29,0	-50	30,3	15,24	15,85
5	17,2	-50	30,4	25,4	16,12
6	6,9	-51	30,3	35,58	16,12
7	-6,9	-52	30,4	45,72	15,85
8	-13,8	-52	30,3	53,34	14,73
9	-24,1	-52	30,4	58,42	15,01
10	-34,5	-53	30,3	62,23	13,34
11					
12					
13					
14					

Q _B m ³ /s	H _a m H ₂ O	T _{ej} N-m	P _{ej} W	P _h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_s	K ₁ Adim	K ₂ Adim	f Adim	Q _B ² (m ³ /s) ²
0,00489724	8,4243856	5,89394522	1110,982501	450,760098	0,40573105	4,8612566	0,07592351	374,1514572	2791,57245	0,067154	2,3983E-05
0,00692575	8,78921865	6,22756476	1173,868303	594,507974	0,50645202	4,78658873	0,15059337	348,0153449	2791,57245	0,062463	4,7966E-05
0,00848227	8,0834776	6,33877128	1194,830237	669,655259	0,56046059	4,71226776	0,22491434	334,4542071	2791,57245	0,060029	7,1949E-05
0,01095057	6,8837178	6,44997779	1215,792171	736,207908	0,60553763	4,5643125	0,37286961	317,8788641	2791,57245	0,057054	0,00011991
0,01295689	5,92749352	6,44997779	1215,792171	750,088532	0,61695457	4,41683801	0,5203441	307,9113721	2791,57245	0,055265	0,00016788
0,01469173	4,61839872	6,33877128	1194,830237	662,681881	0,5546243	4,26991805	0,66726405	299,8047757	2791,57245	0,05381	0,00021585
0,01586888	3,91265766	5,89394522	1110,982501	606,399617	0,54582283	4,1595969	0,77758521	296,2724169	2791,57245	0,053176	0,00025182
0,01660736	2,85404608	6,00515174	1131,944435	462,916135	0,40895659	4,08643857	0,85074353	293,0186353	2791,57245	0,052592	0,0002758
0,01714035	1,8978216	5,33791266	1006,172831	317,699033	0,31574996	4,03140543	0,90577667	291,4864607	2791,57245	0,052317	0,00029379

Cuadro 5.10. Datos y resultados obtenidos para N= 1800 rpm, Pt = 15 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 28/07/2007
 Cuadro N° 11

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg 0,1016 m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $D_r Hg = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² 32,174 pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_o = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_a = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 1800$ rpm 188,495559 rad/s

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 20$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,4$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 15$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 16,05$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 755$ mm Hg

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100658,388$ Pa 10,3064515 m H₂O 14,6032895 PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 32930,625$ Pa 3,37177949 m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,57$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,327$ kPa 0,44304321 m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,0007916$ Pa-s

Nº	P _{ii} KPa	P _i KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	31,0	-62	30,5	0	10,29
2	27,6	-66	30,3	5,08	13,90
3	20,7	-68	30,3	10,16	15,29
4	10,3	-68	30,5	15,24	15,85
5	0,0	-88	30,3	25,4	15,85
6	-13,8	-68	30,5	35,58	15,57
7	-20,7	-68	30,4	45,72	15,57
8	-48,3	-70	30,3	53,34	12,51
9	-55,1	-70	30,5	53,34	11,40
10					
11					
12					
13					
14					

Q _B m ³ /s	H _B m H ₂ O	T _{ej} N-m	P _{ej} W	P _h W	η_h %	NPSH _s m H ₂ O	Δh_s	K ₁ Adim	K ₂ Adim	f Adim	Q _B ² (m ³ /s) ²
0,00489724	9,58052624	5,58032568	1048,096699	458,228168	0,43720028	3,12281277	0,07592351	374,1514572	2791,57245	0,067154	2,3983E-05
0,00692575	9,07955979	6,11635825	1152,906369	614,148821	0,53269445	3,04814291	0,15058337	348,0153449	2791,57245	0,062463	4,7966E-05
0,00848227	8,02094821	6,33877128	1194,830237	664,47517	0,55612517	2,97382194	0,22491434	334,4542071	2791,57245	0,060029	7,1949E-05
0,01095057	6,96233663	6,33877128	1194,830237	744,616125	0,62319828	2,82586667	0,37286961	317,8788641	2791,57245	0,057054	0,00011991
0,01295889	5,55085452	6,22756478	1173,868303	702,427139	0,59838668	2,67839218	0,5203441	307,9113721	2791,57245	0,055265	0,00016788
0,01469173	4,84511348	6,22756478	1173,868303	695,212583	0,5922407	2,53147223	0,68728405	299,8047757	2791,57245	0,05381	0,00021585
0,01586888	2,22692385	5,00429311	843,2870291	345,137726	0,36588834	2,42115107	0,77758521	298,2724189	2791,57245	0,053176	0,00025182
0,01586888	1,52118279	4,55946706	859,4392932	235,759103	0,27431734	2,42115107	0,77758521	298,2724189	2791,57245	0,053176	0,00025182

Cuadro 5.11. Datos y resultados obtenidos para N= 1800 rpm, Pt = 20 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 28/07/2007
 Cuadro N° 12

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg 0,1016 m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $Dr Hg = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² 32,174 pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_Q = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_a = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 1800$ rpm 188,495559 rad/s

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 24$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,4$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 14,94$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 18,05$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 755,5$ mm Hg

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100725,049$ Pa 10,3132769 m H₂O 14,6129605 PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 19451,7336$ Pa 1,99167058 m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,57$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,327$ kPa 0,44304321 m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,0007916$ Pa-s

N°	P _{ti} KPa	P _l KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	13,8	-78	30,5	0	9,73
2	12,4	-79	30,4	6,08	13,90
3	6,9	-81	30,3	10,16	15,57
4	-6,9	-81	30,2	15,24	15,85
5	-20,7	-81	30,3	25,4	16,40
6	-27,6	-82	30,5	35,56	16,40
7	-51,7	-82	30,4	41,91	11,95
8	-62,0	-82	30,4	41,91	11,95
9	-68,9	-82	30,2	41,91	10,29
10					
11					
12					
13					
14					

Q _B m3/s	H _B m H ₂ O	T _{ej} N-m	P _{ej} W	P _h W	η _h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh _s	K ₁ Adim	K ₂ Adim	f Adim	Q _B ² (m3/s) ²
0,00489724	9,35893086	5,56032566	1048,086899	447,629455	0,42708794	1,74270384	0,07592351	374,1514572	2791,57245	0,067154	2,3983E-05
0,00692575	8,99911262	6,22756476	1173,868303	608,705327	0,51854652	1,68803398	0,15059337	348,0153449	2791,57245	0,062463	4,7966E-05
0,00848227	7,58763051	6,33877128	1194,830237	628,578061	0,52608148	1,593713	0,22491434	334,4542071	2791,57245	0,060029	7,1949E-05
0,01095057	6,1761484	6,58118431	1236,754105	660,533947	0,53408672	1,44575774	0,37286961	317,8788641	2791,57245	0,057054	0,00011891
0,01295689	5,57279465	6,58118431	1236,754105	705,20353	0,57020513	1,29828326	0,5203441	307,9113721	2791,57245	0,055265	0,00016788
0,01406626	3,10270096	4,78188009	901,3631611	426,245014	0,47288932	1,20659602	0,81203132	301,8879576	2791,57245	0,054148	0,00019786
0,01406626	2,04408938	4,78188009	901,3631611	280,814334	0,31154406	1,20659602	0,81203132	301,6879576	2791,57245	0,054148	0,00019786
0,01406626	1,33834832	4,11464101	775,5915572	183,860548	0,23705847	1,20659602	0,81203132	301,6879576	2791,57245	0,054148	0,00019786

Cuadro 5.12. Datos y resultados obtenidos para N= 1800 rpm, Pt = 24 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 31/07/2007
 Cuadro Nº 13

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 0$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,4$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 15$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 15,83$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 755,3$ mm Hg

Nº	P_1 KPa	P_2 KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	125,5	9	30,3	0	14,18
2	123,4	2	30,4	5,08	17,52
3	117,2	0	30,4	10,16	19,18
4	110,3	0	30,3	15,24	20,02
5	96,5	0	30,4	25,4	20,85
6	82,7	-1	30,4	35,58	20,85
7	68,9	-2	30,3	50,8	20,57
8	58,6	-3	30,5	66,04	20,57
9	49,6	-3	30,5	78,2	20,02
10	29,0	-5	30,6	97,79	18,91
11					
12					
13					
14					

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg $0,1016$ m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $D_r Hg = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² $32,174$ pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_0 = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_a = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 2100$ rpm $219,9114858$ rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100698,385$ Pa $10,31054676$ m H₂O $14,60909211$ PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 100698,385$ Pa $10,31054676$ m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,57$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,327$ kPa $0,443043211$ m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,0007916$ Pa-s

Q_B m ³ /s	H_B m H ₂ O	T_{ej} N-m	P_{ej} W	P_h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_s	K_1 Adim	K_2 Adim	f Adim	Q_B^2 (m ³ /s) ²
0	11,9233608	5,6715322	1247,235072	0	0	#N/A	#N/A	#N/A	2791,572447	#N/A	0
0,00489724	12,4283648	7,00601036	1540,702147	594,437787	0,38582265	10,08158004	0,075923508	374,1514572	2791,572447	0,067154	2,3983E-05
0,00692575	11,9979595	7,67324944	1687,435685	811,54911	0,48093832	9,98691018	0,150593367	348,0153449	2791,572447	0,052463	4,7968E-05
0,00848227	11,2921971	8,00686898	1760,802454	935,473515	0,53127881	9,912589208	0,224914342	334,4542071	2791,572447	0,060029	7,1949E-05
0,01095057	9,8806725	8,34048852	1834,169223	1056,72973	0,57613535	9,764633942	0,372869605	317,8788841	2791,572447	0,057054	0,000119915
0,01285689	8,57153825	8,34048852	1834,169223	1084,67643	0,59137208	9,617159452	0,520344096	307,9113721	2791,572447	0,055265	0,000167881
0,01548844	7,26240399	8,22928201	1809,713634	1098,4311	0,60696404	9,396531979	0,740971568	297,9995955	2791,572447	0,053488	0,00023983
0,01765726	6,3061509	8,22928201	1809,713634	1087,49796	0,60092268	9,176731494	0,960772053	290,0100016	2791,572447	0,052052	0,000311779
0,01896694	5,38865988	8,00686898	1760,802454	998,202883	0,56690226	9,029926585	1,107576982	287,2130888	2791,572447	0,05155	0,000359745
0,02148656	3,47615369	7,56204293	1662,980096	729,468855	0,43865159	8,718981147	1,418522401	281,0008152	2791,572447	0,050435	0,000461672

Cuadro 5.13. Datos y resultados obtenidos para N= 2100 rpm, Pt = 0 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 31/07/2007
 Cuadro N° 14

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 5$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,5$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 15,11$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 16,05$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 754,75$ mm Hg

N°	P_{II} KPa	P_I KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	112,4	-6	30,4	0	13,90
2	109,6	-14	30,5	5,08	17,52
3	102,0	-15	30,5	10,16	19,18
4	95,1	-16	30,6	15,24	20,30
5	82,0	-16	30,4	25,4	20,57
6	69,6	-17	30,5	35,56	20,57
7	55,8	-18	30,5	50,8	20,30
8	44,8	-18	30,5	66,04	20,02
9	36,5	-19	30,6	76,2	20,02
10	6,9	-20	30,6	97,79	18,35
11					
12					
13					
14					

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg 0,1016 m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $Dr_{Hg} = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² 32,174 pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_o = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_g = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 2100$ rpm 219,9114858 rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100625,058$ Pa 10,30334922 m H₂O 14,59845395 PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 83693,1168$ Pa 8,569528983 m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,54$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,352$ kPa 0,445616399 m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,00079$ Pa-s

Q_B m ³ /s	H_B m H ₂ O	T_{ej} N-m	P_{ej} W	P_h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_s	K_1 Adim	K_2 Adim	f Adim	Q_B^2 (m ³ /s) ²
0,00489724	12,6550864	7,00601036	1540,702147	605,263442	0,39284909	8,318088078	0,075923506	374,1514572	2791,572447	0,067154	2,3983E-05
0,00692575	11,9811382	7,67324944	1887,435685	810,386888	0,48024757	8,243419217	0,150593367	348,0153449	2791,572447	0,062463	4,7968E-05
0,00848227	11,3777663	8,1180755	1785,258044	942,533869	0,52795386	8,168086242	0,224914342	334,4542071	2791,572447	0,060029	7,1949E-05
0,01095057	10,0368178	8,22928201	1809,713634	1073,39699	0,59313085	8,021142979	0,372869605	317,8788641	2791,572447	0,057054	0,000119915
0,01295689	8,86883605	8,22928201	1809,713634	1122,26386	0,62013339	7,873668488	0,520344096	307,9113721	2791,572447	0,055265	0,000167881
0,01548644	7,5597018	8,1180755	1785,258044	1143,36263	0,64044671	7,653041016	0,740971568	297,9995955	2791,572447	0,053486	0,00023983
0,01765726	6,43048208	8,00686898	1760,802454	1108,9055	0,62977281	7,433240531	0,960772053	290,0100018	2791,572447	0,052052	0,000311779
0,01896694	5,68595769	8,00686898	1760,802454	1053,243	0,5981608	7,286435622	1,107576962	287,2130866	2791,572447	0,05155	0,000359745
0,02148658	2,75357009	7,3396299	1614,068916	577,81769	0,35796824	6,975490183	1,418522401	281,0008152	2791,572447	0,050435	0,000461672

Cuadro 5.14. Datos y resultados obtenidos para N= 2100 rpm, Pt = 5 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar	Laboratorio de máquinas térmicas UNI
Fecha	31/07/2007
Cuadro	Nº 15

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque	$P_t =$	10 pulg Hg
Temperatura del agua	$T_{H_2O} =$	30,4 °C
Temperatura de bulbo húmero	$T_{BH} =$	14,83 °C
Temperatura de bulbo seco	$T_{BS} =$	15,83 °C
Presión atmosférica	$P_{amb} =$	754,45 mm Hg

Nº	P_{II} KPa	P_I KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	94,4	-24	30,4	0	13,90
2	91,7	-31	30,4	5,08	17,52
3	88,2	-32	30,4	10,16	18,91
4	81,3	-34	30,4	15,24	20,02
5	67,6	-34	30,5	25,4	20,30
6	54,5	-35	30,4	35,56	20,30
7	42,0	-36	30,4	50,8	20,02
8	27,6	-36	30,5	66,04	20,02
9	19,3	-37	30,5	76,2	19,74
10	-10,3	-38	30,5	91,44	17,79
11					
12					
13					
14					

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería	$D =$	4 pulg	0,1016 m
Longitud de la tubería	$L =$	0,73 m	
Distancia dinamómetro - eje	$r =$	0,4 m	
Densidad relativa del mercurio	$Dr_{Hg} =$	13,6	
Gravedad	$g =$	9,81 m/s^2	32,174 pie/s^2
Constante para cálculo del caudal	$K_o =$	2,1728	
Nivel de la bomba	$h_a =$	0,27 m	
Revoluciones del Rotor	$N =$	2100 rpm	219,9114858 rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica	$P_{atm} =$	100585,061 Pa	10,29894347 m H ₂ O	14,59265132 PSI
Presión absoluta en el tanque	$P_t =$	66721,1793 Pa	6,831607474 m H ₂ O	
Densidad del agua	$\rho =$	995,57 kg/m^3		
Presión de vapor	$P_v =$	4,327 kPa	0,443043211 m H ₂ O	
Viscosidad absoluta del agua	$\mu =$	0,0007916 Pa-s		

Q_B m ³ /s	H_B m H ₂ O	T_{eje} N-m	P_{eje} W	P_h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_a	K_1 Adim	K_2 Adim	f Adim	Q_B^2 (m ³ /s) ²
0,00489724	12,5607409	7,00601036	1540,702147	600,769222	0,3899321	6,582640757	0,075923506	374,1514572	2791,572447	0,087154	2,3983E-05
0,00692575	12,3102502	7,56204293	1862,980098	832,672637	0,50071113	6,507970895	0,150593387	348,0153449	2791,572447	0,062463	4,7966E-05
0,00848227	11,8092686	8,00686898	1760,802454	978,308993	0,55560406	6,433649921	0,224914342	334,4542071	2791,572447	0,080029	7,1949E-05
0,01095057	10,397744	8,1180755	1785,258044	1112,03009	0,622896	6,285694858	0,372869605	317,8788641	2791,572447	0,057054	0,000119915
0,01295689	9,15918594	8,1180755	1785,258044	1159,0397	0,64922811	6,138220167	0,520344096	307,9113721	2791,572447	0,055265	0,000167881
0,01548644	7,99120415	8,00686898	1760,802454	1208,66137	0,68642645	5,917592695	0,740971568	297,9995955	2791,572447	0,053486	0,000239883
0,01765726	6,50910328	8,00686898	1760,802454	1122,49717	0,63749183	5,69779221	0,960772053	290,0100016	2791,572447	0,052052	0,000311779
0,01896694	5,78457888	7,89566247	1736,346865	1067,83864	0,61499155	5,5508873	1,107578982	287,2130886	2791,572447	0,05155	0,000359745
0,02077724	2,83219128	7,11721687	1565,157737	574,713306	0,36719194	5,33165102	1,326913243	282,1652678	2791,572447	0,050644	0,000431694

Cuadro 5.15. Datos y resultados obtenidos para N= 2100 rpm, Pt = 10 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 01/08/2007
 Cuadro Nº 16

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 15$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,5$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 14,7$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 16,11$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 754,35$ mm Hg

Nº	P_{II} KPa	P_I KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	75,8	-42	30,4	0	13,90
2	75,1	-49	30,4	5,08	17,52
3	68,9	-50	30,5	10,16	18,63
4	63,4	-51	30,4	15,24	20,02
5	48,9	-52	30,3	25,4	20,30
6	37,9	-52	30,4	35,56	20,57
7	24,1	-53	30,4	50,8	20,57
8	12,4	-54	30,6	66,04	20,02
9	-5,5	-54	30,6	78,2	19,74
10	-20,7	-55	30,6	78,74	17,79
11	-27,6	-55	30,6	82,55	16,68
12					
13					
14					

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg 0,1016 m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $Dr_{Hg} = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² 32,174 pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_o = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_a = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 2100$ rpm 219,9114858 rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100571,729$ Pa 10,29788869 m H₂O 14,59071711 PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 49775,9063$ Pa 5,096727966 m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,54$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,352$ kPa 0,445616399 m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,00079$ Pa-s

Q_B m ³ /s	H_B m H ₂ O	T_{eje} N-m	P_{eje} W	P_h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_s	K_1 Adlm	K_2 Adlm	f Adlm	Q_B^2 (m ³ /s) ²
0,00469724	12,7099383	7,00601036	1540,702147	607,886886	0,39455185	4,845188061	0,075923506	374,1514572	2791,572447	0,067154	2,3983E-05
0,00692575	12,1771426	7,45083641	1638,524506	823,844346	0,50267441	4,7705182	0,150593367	348,0153449	2791,572447	0,062463	4,7966E-05
0,00848227	11,7149232	8,00688898	1760,802454	970,46394	0,55114868	4,696197226	0,224914342	334,4542071	2791,572447	0,060029	7,1949E-05
0,01095057	10,3352127	8,1180755	1785,258044	1105,30911	0,61913129	4,548241962	0,372869605	317,8788841	2791,572447	0,057054	0,000119915
0,01295689	9,20599298	8,22928201	1809,713634	1164,62775	0,64370833	4,400767472	0,520344096	307,9113721	2791,572447	0,055265	0,000167881
0,01548644	7,89685872	8,22928201	1809,713634	1194,35573	0,65996946	4,180139999	0,740971588	297,9895955	2791,572447	0,053488	0,00023983
0,01765726	6,78945316	8,00688898	1760,802454	1172,53278	0,66590819	3,960339514	0,960772053	290,0100016	2791,572447	0,052052	0,000311779
0,01896694	4,96447113	7,89566247	1736,346865	919,597854	0,52961645	3,813534605	1,107576962	287,2130866	2791,572447	0,05155	0,000359745
0,01928046	3,51418441	7,11721687	1565,157737	681,713092	0,42277726	3,777108305	1,144003262	285,8870591	2791,572447	0,051312	0,000371736
0,01974142	2,80842209	6,67239082	1467,335379	541,462511	0,36901074	3,722252722	1,188658845	284,6056041	2791,572447	0,051082	0,000389723

Cuadro 5.16. Datos y resultados obtenidos para N= 2100 rpm, Pt = 15 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 01/08/2007
 Cuadro N° 17

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 20$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,6$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 14,7$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 16,11$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 754,35$ mm Hg

N°	P_{II} KPa	P_I KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	65,5	-60	30,5	0	13,90
2	62,0	-64	30,6	5,08	17,52
3	54,5	-66	30,6	10,16	18,63
4	48,3	-67	30,7	15,24	19,74
5	33,1	-68	30,7	25,4	20,30
6	20,7	-68	30,5	35,56	20,30
7	6,9	-68	30,6	50,8	20,02
8	-20,7	-70	30,6	66,04	18,63
9	-34,5	-70	30,5	66,04	16,98
10	-51,7	-70	30,7	67,31	14,48
11					
12					
13					
14					

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg $0,1016$ m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $Dr_{Hg} = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² $32,174$ pies/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_Q = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_e = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 2100$ rpm $219,9114858$ rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100571,728$ Pa $10,29819902$ m H₂O $14,59071711$ PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 32843,9655$ Pa $3,363109071$ m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,51$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,377$ kPa $0,448189742$ m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,0007883$ Pa-s

Q_B m ³ /s	H_B m H ₂ O	T_{ej} N-m	P_{ej} W	P_h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_s	K_1 Adlm	K_2 Adlm	f Adlm	Q_B^2 (m ³ /s) ²
0,00489724	12,9048458	7,00601036	1540,702147	617,190257	0,40059025	3,108995824	0,075923506	374,1514572	2791,572447	0,067154	2,3983E-05
0,00692575	12,333288	7,45083641	1638,524506	834,180654	0,50910478	3,034325962	0,150593387	348,0153449	2791,572447	0,062463	4,7966E-05
0,00848227	11,8004923	7,89566247	1736,346865	977,523025	0,56297681	2,960004988	0,224914342	334,4542071	2791,572447	0,060029	7,1949E-05
0,01095057	10,3502056	8,1180755	1785,258044	1108,87919	0,62001075	2,812049724	0,372869605	317,8788641	2791,572447	0,057054	0,000119915
0,01295689	9,07983339	8,1180755	1785,258044	1148,92887	0,6435846	2,664575234	0,520344096	307,9113721	2791,572447	0,055265	0,000167881
0,01548644	7,66830875	8,00686898	1760,802454	1159,75388	0,65865076	2,443947761	0,740971568	297,9995955	2791,572447	0,053486	0,00023983
0,01765726	5,05004024	7,45083641	1638,524506	870,828748	0,5314713	2,224147276	0,960772053	290,0100016	2791,572447	0,052052	0,000311779
0,01765726	3,6385156	6,78359733	1491,790968	627,425492	0,42058539	2,224147276	0,960772053	290,0100016	2791,572447	0,052052	0,000311779
0,01782623	1,87410979	5,78273871	1271,690661	326,264042	0,25655928	2,205670891	0,979248438	290,0100016	2791,572447	0,052052	0,000317775

Cuadro 5.17. Datos y resultados obtenidos para N= 2100 rpm, Pt = 20 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 02/08/2007
 Cuadro N° 18

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 24$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,4$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 15,11$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 16,6$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 754,7$ mm Hg

N°	P_{1r} KPa	P_1 KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	49,6	-71	30,3	0	13,34
2	48,9	-77	30,3	5,08	17,52
3	42,0	-80	30,4	10,18	18,91
4	33,1	-80	30,3	15,24	19,74
5	20,7	-80	30,4	25,4	20,30
6	15,9	-81	30,4	35,56	20,02
7	-17,2	-82	30,6	50,8	18,91
8	-34,5	-82	30,5	53,34	17,52
9	-48,3	-82	30,4	53,34	15,57
10	-58,6	-82	30,5	54,61	13,62
11	-62,0	-82	30,4	55,88	12,79
12					
13					
14					

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg 0,1016 m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $Dr_{Hg} = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² 32,174 pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_0 = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_a = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 2100$ rpm 219,9114858 rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100618,391$ Pa 10,3023562 m H₂O 14,59748684 PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 19345,0757$ Pa 1,980749814 m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,57$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,327$ kPa 0,443043211 m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,0007918$ Pa-s

Q_B m ³ /s	H_B m H ₂ O	T_{eje} N-m	P_{eje} W	P_h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_s	K_1 Adlm	K_2 Adlm	f Adlm	Q_B^2 (m ³ /s) ²
0,00489724	12,6832437	7,00601036	1540,702147	808,628423	0,39373504	1,731783097	0,075923506	374,1514572	2791,572447	0,067154	2,3983E-05
0,00692575	12,4963812	7,56204293	1662,980098	845,262655	0,50828188	1,657113235	0,150593367	348,0153449	2791,572447	0,062463	4,7968E-05
0,00848227	11,5788902	7,89566247	1736,346865	959,223879	0,55243794	1,582792261	0,224914342	334,4542071	2791,572447	0,060029	7,1949E-05
0,01095057	10,3085181	8,1180755	1785,258044	1102,48745	0,81755075	1,434836998	0,372869605	317,8788641	2791,572447	0,057054	0,000119815
0,01295689	9,91697482	8,00888898	1760,802454	1254,92068	0,71269816	1,287362507	0,520344096	307,9113721	2791,572447	0,055265	0,000167881
0,01548644	6,63160608	7,56204293	1662,980096	1003,02357	0,60314827	1,068735034	0,740971588	297,9995955	2791,572447	0,053486	0,000239883
0,01586888	4,86720026	7,00601036	1540,702147	754,338515	0,48960697	1,030121396	0,777585206	296,2724189	2791,572447	0,053176	0,000251821
0,01586888	3,45567562	6,22756476	1369,51302	535,574678	0,39106943	1,030121396	0,777585206	288,2724169	2791,572447	0,053176	0,000251821
0,01605668	2,39703213	5,44911917	1198,323892	375,898425	0,31368883	1,012035522	0,795671081	284,6120988	2791,572447	0,052878	0,000257817
0,01624232	2,04415097	5,11549963	1124,957124	324,266234	0,28824764	0,993531543	0,81417508	284,6120988	2791,572447	0,052878	0,000263813

Cuadro 5.18. Datos y resultados obtenidos para N= 2100 rpm, Pt = 24 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 10/10/2007
 Cuadro N° 19

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 0$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,1$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 17,11$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 18,22$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 753$ mm Hg

N°	P_{II} KPa	P_I KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	137,9	10	30,1	0	16,40
2	131,0	2	30,1	5,08	20,57
3	127,5	0	30,1	10,16	21,98
4	119,2	0	30,2	15,24	22,24
5	104,8	0	30,1	25,4	23,08
6	84,8	-2	30,1	43,18	23,08
7	72,4	-2	30	58,42	23,35
8	55,1	-3,5	30,1	78,74	23,35
9	34,5	-5	30	106,68	22,52
10	29,6	-6	30,2	110,49	21,41
11					
12					
13					
14					

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg 0,1016 m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $Dr_{Hg} = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² 32,174 pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_Q = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_s = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 2196$ rpm 229,9645822 rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100391,743$ Pa 10,27822047 m H₂O 14,56460526 PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 100391,743$ Pa 10,27822047 m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,66$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,253$ kPa 0,43542696 m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,0007967$ Pa-s

Q_B m ³ /s	H_B m H ₂ O	T_{e1} N-m	P_{e1} W	P_h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_s	K_1 Adim	K_2 Adim	f Adim	Q_B^2 (m ³ /s) ²
0	13,0901592	6,56118431	1508,840008	0	0	#N/A	#N/A	#N/A	2791,572447	#N/A	0
0,00489724	13,2035097	8,22928201	1892,4434	631,569379	0,33373224	10,03687	0,075923508	374,1514572	2791,572447	0,067154	2,3983E-05
0,00692575	13,0554227	8,78531458	2020,311197	883,156384	0,43713879	9,96220014	0,150593367	348,0153449	2791,572447	0,062483	4,7966E-05
0,00848227	12,2085845	8,89652109	2045,864756	1011,48074	0,49439771	9,88787918	0,224814342	334,4542071	2791,572447	0,080029	7,1949E-05
0,01095057	10,7266176	9,23014063	2122,605435	1147,30656	0,54051805	9,7399239	0,372869805	317,8788641	2791,572447	0,057054	0,000119915
0,01427779	8,88485414	9,23014063	2122,605435	1239,05744	0,58374365	9,48221578	0,630577725	301,6879578	2791,572447	0,054148	0,000203855
0,01660736	7,61459679	9,34134715	2148,178994	1235,1722	0,5749857	9,28204997	0,850743533	293,0186353	2791,572447	0,052582	0,000275804
0,01928046	6,00392217	9,34134715	2148,178994	1130,66143	0,52633483	8,98879024	1,144003262	285,8870591	2791,572447	0,051312	0,000371736
0,02244198	4,0403983	9,00772761	2071,458316	885,656884	0,42755236	8,58643665	1,548358558	278,7721976	2791,572447	0,050035	0,000503643
0,02283922	3,64879046	8,58290155	1969,164078	813,973434	0,41335988	8,51176503	1,601028475	277,7080327	2791,572447	0,049844	0,00052163

Cuadro 5.19. Datos y resultados obtenidos para N= 2196 rpm, Pt = 0 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 10/10/2007
 Cuadro N° 20

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg $0,1016$ m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $D_r Hg = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² $32,174$ pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_0 = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_0 = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 2196$ rpm $229,9845822$ rad/s

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 5$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,5$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 17,11$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 18,22$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 753$ mm Hg

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100391,743$ Pa $10,27945938$ m H₂O $14,56460526$ PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 83459,8026$ Pa $8,545739137$ m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,54$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,352$ kPa $0,445616399$ m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,00079$ Pa-s

N°	P _{ti} KPa	P _i KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	120,6	-6	30,5	0	15,01
2	117,2	-15	30,6	5,08	20,02
3	112,4	-16	30,3	10,16	22,52
4	105,5	-17	30,4	15,24	23,08
5	102,0	-17,5	30,4	25,4	23,63
6	72,4	-18	30,4	38,1	23,08
7	58,6	-19	30,6	58,42	22,24
8	42,0	-20	30,5	78,74	21,69
9	13,8	-22	30,6	105,41	20,85
10					
11					
12					
13					
14					

Q _B m ³ /s	H _B m H ₂ O	T _{ej} N-m	P _{ej} W	P _h W	η _h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh _s	K ₁ Adim	K ₂ Adim	f Adim	Q _B ² (m ³ /s) ²
0,00489724	13,5325919	8,00686898	1841,298281	847,2325	0,35150916	8,29419923	0,075923508	374,1514572	2791,572447	0,087154	2,3983E-05
0,00692575	13,1409841	9,00772761	2071,458316	888,837191	0,42908768	8,21952937	0,150593367	348,0153449	2791,572447	0,062483	4,7966E-05
0,00848227	12,5376667	9,23014063	2122,605435	1038,61999	0,48931374	8,1452084	0,224914342	334,4542071	2791,572447	0,080029	7,1949E-05
0,01095057	12,236008	9,45255366	2173,762554	1308,59147	0,60199652	7,99725313	0,372869605	317,8788641	2791,572447	0,057054	0,000119915
0,01341165	9,25269492	9,23014063	2122,605435	1211,93187	0,57096427	7,81300305	0,557119684	305,7328984	2791,572447	0,054874	0,000179872
0,01668038	7,943679	8,89652109	2045,884756	1288,39769	0,62975086	7,5193792	0,850743533	293,0186353	2791,572447	0,052592	0,000275804
0,01928046	6,35238367	8,67410808	1994,737637	1198,13969	0,59964763	7,22611948	1,144003262	285,8870591	2791,572447	0,051312	0,000371738
0,022308	3,66378198	8,34048852	1918,016959	798,211543	0,41616501	6,84217519	1,527947549	278,7721976	2791,572447	0,050035	0,000497647

Cuadro 5.20. Datos y resultados obtenidos para N= 2196 rpm, Pt = 5 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 11/10/2007
 Cuadro Nº 21

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 10$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,4$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 18,16$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 20,38$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 752,3$ mm Hg

Nº	P_i KPa	P_s KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	103,4	-24	30,5	0	13,90
2	101,3	-30	30,4	5,08	18,07
3	98,6	-33	30,3	10,16	19,46
4	95,1	-33	30,2	15,24	20,02
5	77,2	-34	30,4	25,4	19,74
6	55,1	-35	30,3	38,1	21,13
7	43,4	-36	30,3	58,42	21,13
8	25,5	-37	30,4	78,74	20,57
9	-6,9	-38	30,5	100,33	20,57
10					
11					
12					
13					
14					

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg 0,1016 m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $D_r Hg = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² 32,174 pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_o = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_o = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 2196$ rpm 229,9645822 rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100298,418$ Pa 10,26958397 m H₂O 14,55106579 PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 66434,5362$ Pa 6,802257977 m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,57$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,327$ kPa 0,443043211 m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,0007916$ Pa-s

Q_B m ³ /s	H_B m H ₂ O	T_{eje} N-m	P_{eje} W	P_h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_s	K_1 Adim	K_2 Adim	f Adim	Q_B^2 (m ³ /s) ²
0,00489724	13,4452023	7,22842339	1662,281365	643,072236	0,38686124	6,55329126	0,075923506	374,1514572	2791,572447	0,067154	2,3983E-05
0,00692575	13,4700663	7,78445596	1790,149162	911,123292	0,50896501	6,4786214	0,150593367	348,0153449	2791,572447	0,062463	4,7966E-05
0,00848227	13,1172171	8,00686898	1841,296281	1086,66267	0,59016177	6,40430042	0,224914342	334,4542071	2791,572447	0,060029	7,1949E-05
0,01095057	11,384782	7,89566247	1815,722721	1217,59299	0,67058311	6,25634516	0,372869605	317,8788641	2791,572447	0,057054	0,000119915
0,01341165	9,22892787	8,45169504	1943,590519	1208,85525	0,82197013	6,07209508	0,557119684	305,7328984	2791,572447	0,054874	0,000179872
0,01660736	8,13162151	8,45169504	1943,590519	1318,92012	0,67859979	5,77847123	0,850743533	293,0186353	2791,572447	0,052592	0,000275804
0,01928046	6,39918648	8,22928201	1892,4434	1204,98886	0,63673707	5,4852115	1,144003262	285,8870591	2791,572447	0,051312	0,000371736
0,02176382	3,18478454	8,22928201	1892,4434	676,949113	0,35771168	5,17438335	1,454831413	279,8697918	2791,572447	0,050232	0,000473664

Cuadro 5.21. Datos y resultados obtenidos para N= 2196 rpm, Pt = 10 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 11/10/2007
 Cuadro Nº 22

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 15$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,1$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 17,77$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 19,72$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 752,5$ mm Hg

Nº	P_{i1} KPa	P_i KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	89,6	-40	30,1	0	14,18
2	83,4	-48	30,2	5,08	17,52
3	79,3	-50	30,1	10,16	20,02
4	75,1	-50	30,1	15,24	20,30
5	61,3	-51	30,1	25,4	21,41
6	39,3	-52	30	38,1	21,69
7	26,2	-53	30	58,42	21,69
8	-4,8	-54	30,1	78,74	20,85
9	-27,6	-55	30,1	87,63	20,02
10					
11					
12					
13					
14					

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg 0,1016 m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $Dr_{Hg} = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² 32,174 pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_Q = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_a = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 2196$ rpm 229,9645822 rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100325,082$ Pa 10,27139562 m H₂O 14,55493421 PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 49529,2569$ Pa 5,070881757 m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,66$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,253$ kPa 0,43542698 m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,0007967$ Pa-s

Q_B m ³ /s	H_B m H ₂ O	T_{eje} N-m	P_{eje} W	P_h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_a	K_1 Adim	K_2 Adim	f Adim	Q_B^2 (m ³ /s) ²
0,00489724	13,4532466	7,00601036	1611,134246	643,515153	0,39941746	4,82951129	0,075923508	374,1514572	2791,572447	0,067154	2,3983E-05
0,00692575	13,2345897	8,00666898	1841,296281	895,276441	0,48622074	4,75484143	0,150593367	348,0153449	2791,572447	0,062483	4,7968E-05
0,00848227	12,8111706	8,1180755	1866,86984	1081,40497	0,56854792	4,68052048	0,224914342	334,4542071	2791,572447	0,060029	7,1949E-05
0,01095057	11,5021547	8,56290155	1969,164078	1230,25711	0,62476109	4,53256519	0,372869605	317,8788641	2791,572447	0,057054	0,000119915
0,01341165	9,34830053	8,67410808	1994,737837	1224,34003	0,613785	4,34831511	0,557119684	305,7328984	2791,572447	0,054874	0,000179872
0,01660736	8,10785446	8,67410808	1994,737837	1315,18407	0,65932684	4,05489128	0,850743533	283,0186353	2791,572447	0,052592	0,000275804
0,01928046	5,03459223	8,34048852	1918,016959	948,116766	0,49432137	3,76143154	1,144003262	285,8870591	2791,572447	0,051312	0,000371736
0,02033978	2,80816823	8,00666898	1841,296281	557,890989	0,30298817	3,63331403	1,272120763	283,3631498	2791,572447	0,050659	0,000413706

Cuadro 5.22. Datos y resultados obtenidos para N= 2196 rpm, Pt = 15 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 14/10/2007
 Cuadro N° 23

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 20$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,3$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 16,55$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 17,72$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 755$ mm Hg

N°	P_h KPa	P_i KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	72,4	-57	30,2	0	14,46
2	68,9	-65	30,3	5,08	19,46
3	65,5	-66	30,2	10,16	20,57
4	58,6	-67	30,2	15,24	22,24
5	46,9	-67	30,4	25,4	22,52
6	24,1	-68	30,3	38,1	22,80
7	3,4	-70	30,4	58,42	22,52
8	-48,3	-71	30,5	71,12	17,24
9					
10					
11					
12					
13					
14					

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg 0,1016 m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $Dr_{Hg} = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² 32,174 pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_G = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_a = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 2196$ rpm 229,9645822 rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100658,388$ Pa 10,30614092 m H₂O 14,60328947 PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 32930,625$ Pa 3,37167789 m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,6$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,302$ kPa 0,440470179 m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,0007933$ Pa-s

Q_B m ³ /s	H_B m H ₂ O	T_{eje} N-m	P_{eje} W	P_h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_s	K_1 Adlm	K_2 Adlm	f Adlm	Q_B^2 (m ³ /s) ²
0,00489724	13,7117589	7,78445596	1790,149162	655,841166	0,38636118	3,12528421	0,075923508	374,1514572	2791,572447	0,067154	2,3983E-05
0,00692575	13,4612908	8,22928201	1892,4434	910,557148	0,48115423	3,05081434	0,150593387	348,0153449	2791,572447	0,062483	4,7968E-05
0,00848227	12,8579734	8,89652109	2045,884756	1065,21839	0,52066393	2,97629337	0,224914342	334,4542071	2791,572447	0,060029	7,1949E-05
0,01095057	11,6582859	9,00772761	2071,458316	1246,88158	0,60193419	2,82833811	0,372869805	317,8788841	2791,572447	0,057054	0,000119915
0,01341165	9,43186191	9,11893412	2097,031875	1235,47388	0,5891538	2,84408803	0,557119884	305,7328984	2791,572447	0,054874	0,000179872
0,01660736	7,51952859	9,00772761	2071,458316	1219,67758	0,58880141	2,35046418	0,850743533	293,0186353	2791,572447	0,052592	0,000275804
0,0183238	2,32917076	6,89480385	1585,560686	416,841409	0,26289843	2,16700715	1,034200564	288,5892579	2791,572447	0,051797	0,000335762

Cuadro 5.23. Datos y resultados obtenidos para N= 2196 rpm, Pt = 20 pulg Hg

Fuente : Propia

DATOS DE LOS ENSAYOS

Lugar Laboratorio de máquinas térmicas UNI
 Fecha 14/10/2007
 Cuadro N° 24

CONDICIONES AMBIENTES Y CONDICIONES DEL FLUIDO

Presión de vacío en el tanque $P_t = 24$ pulg Hg
 Temperatura del agua $T_{H_2O} = 30,2$ °C
 Temperatura de bulbo húmero $T_{BH} = 17,22$ °C
 Temperatura de bulbo seco $T_{BS} = 18,61$ °C
 Presión atmosférica $P_{amb} = 755,5$ mm Hg

N°	P_0 KPa	P_1 KPa	T °C	h mm Hg	F N
1	56,5	-71	30,1	0	15,01
2	53,8	-77	30,2	5,08	18,91
3	49,6	-80	30,1	10,16	21,13
4	43,4	-80	30,3	15,24	21,96
5	29,6	-80,5	30,2	25,4	22,52
6	3,4	-81	30,3	38,1	22,80
7	-27,6	-82	30,2	53,34	20,30
8	-62,0	-82	30,3	52,07	14,46
9					
10					
11					
12					
13					
14					

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Diámetro de la tubería $D = 4$ pulg 0,1016 m
 Longitud de la tubería $L = 0,73$ m
 Distancia dinamómetro - eje $r = 0,4$ m
 Densidad relativa del mercurio $Dr_{Hg} = 13,6$
 Gravedad $g = 9,81$ m/s² 32,174 pie/s²
 Constante para cálculo del caudal $K_0 = 2,1728$
 Nivel de la bomba $h_a = 0,27$ m
 Revoluciones del Rotor $N = 2196$ rpm 229,9645822 rad/s

DATOS GENERALES PARA EL CÁLCULO

Presión atmosférica $P_{atm} = 100725,049$ Pa 10,31265543 m H₂O 14,61296053 PSI
 Presión absoluta en el tanque $P_t = 19451,7336$ Pa 1,991550533 m H₂O
 Densidad del agua $\rho = 995,63$ kg/m³
 Presión de vapor $P_v = 4,278$ kPa 0,437999686 m H₂O
 Viscosidad absoluta del agua $\mu = 0,000795$ Pa-s

Q_B m ³ /s	H_B m H ₂ O	T_{aj} N-m	P_{aj} W	P_h W	η_h %	NPSH _d m H ₂ O	Δh_s	K_1 Adlm	K_2 Adlm	f Adlm
0,00489724	13,3877958	7,56204293	1739,002043	640,365121	0,36823713	1,74762734	0,075923506	374,1514572	2791,572447	0,067154
0,00692575	13,2715201	8,45169504	1943,590519	897,747608	0,46190162	1,67295748	0,150593367	348,0153449	2791,572447	0,062463
0,00848227	12,6363914	8,78531458	2020,311197	1046,89298	0,51818402	1,59863651	0,224914342	334,4542071	2791,572447	0,060029
0,01095057	11,2761849	9,00772761	2071,458316	1206,0513	0,5822233	1,45068124	0,372869605	317,8788641	2791,572447	0,057054
0,01341165	8,64572106	9,11893412	2097,031875	1132,53189	0,54006423	1,26843118	0,557119684	305,7328984	2791,572447	0,054874
0,01586888	5,57245883	8,1180755	1866,86984	863,694409	0,46284308	1,04586564	0,777585206	298,2724169	2791,572447	0,053176
0,01587883	2,0439662	5,78273871	1329,825092	313,007131	0,23537468	1,06447957	0,759071273	298,2724169	2791,572447	0,053176

Cuadro 5.24. Datos y resultados obtenidos para N= 2196 rpm, Pt = 24 pulg Hg

Fuente : Propia

5.2. Curvas características

5.2.1. Curvas Características para N = 1 500 RPM

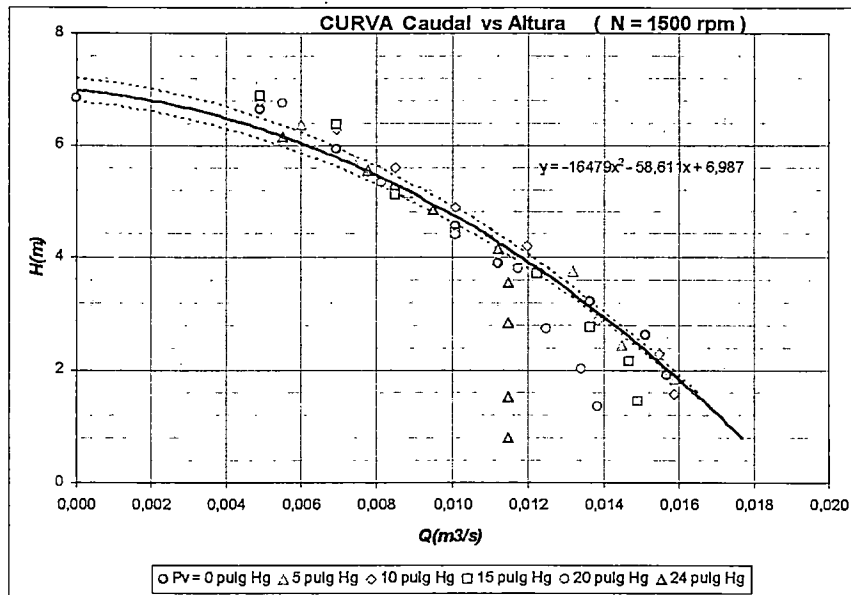


Figura 5.1.- Curvas Caudal vs. Altura para presiones de vacío 5",10",15",29" y 24" , N=1500 rpm

Fuente: Propia

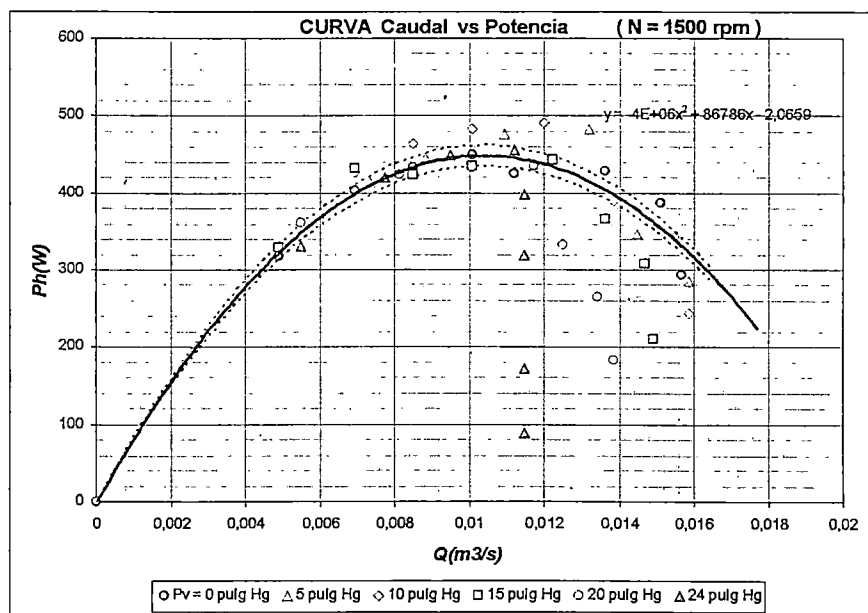


Figura 5.2.- Curvas Caudal vs. Potencia para presiones de vacío 5",10",15",29" y 24" , N=1500 rpm

Fuente : Propia

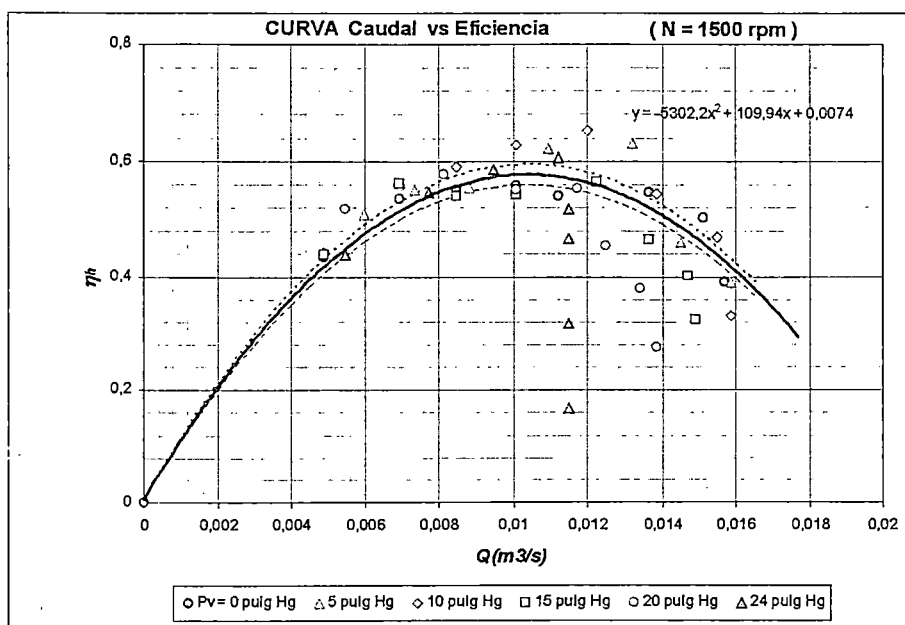


Figura 5.3.- Curvas Caudal vs. Eficiencia para presiones de vacio 5",10",15",29" y 24" , N=1500 rpm

Fuente : Propia

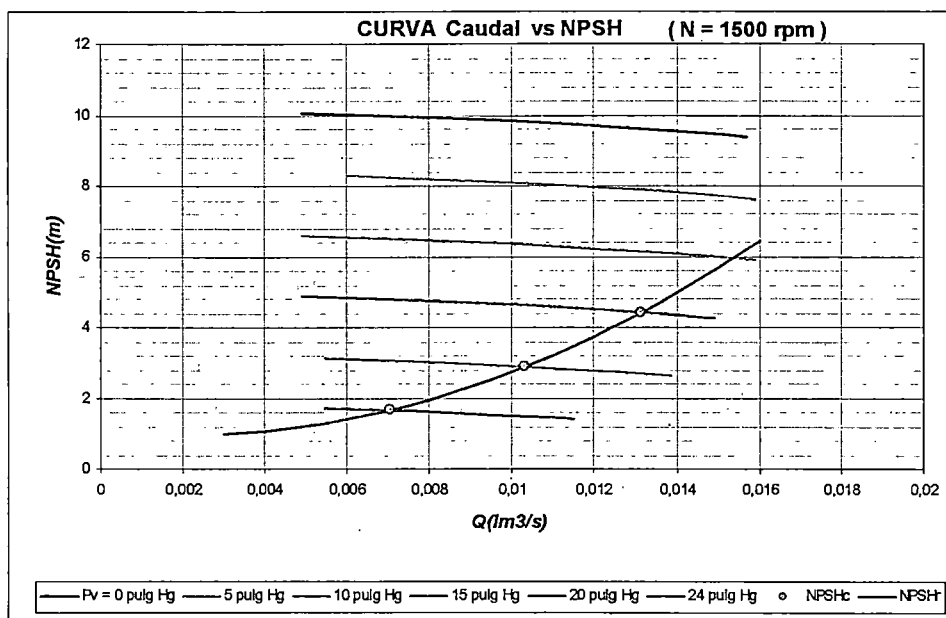


Figura 5.4.- Curvas Caudal vs. NPSHd para presiones de vacio 5",10",15",29" y 24" , N=1500 rpm

Fuente : Propia

5.2.2. Curvas Características para N = 1 800 RPM

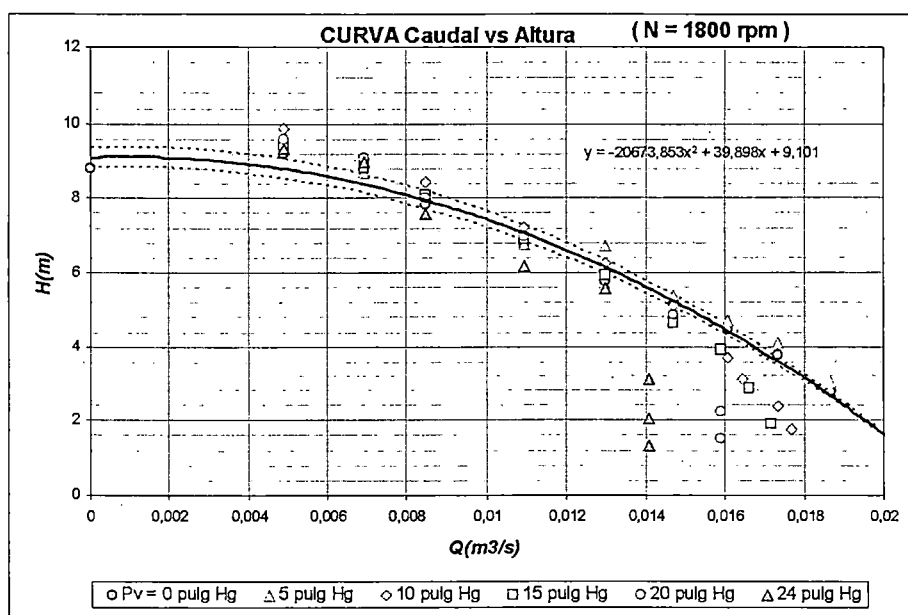


Figura 5.5.- Curvas Caudal vs. Altura para presiones de vacío 5",10",15",29" y 24" , N=1800 rpm

Fuente : Propia

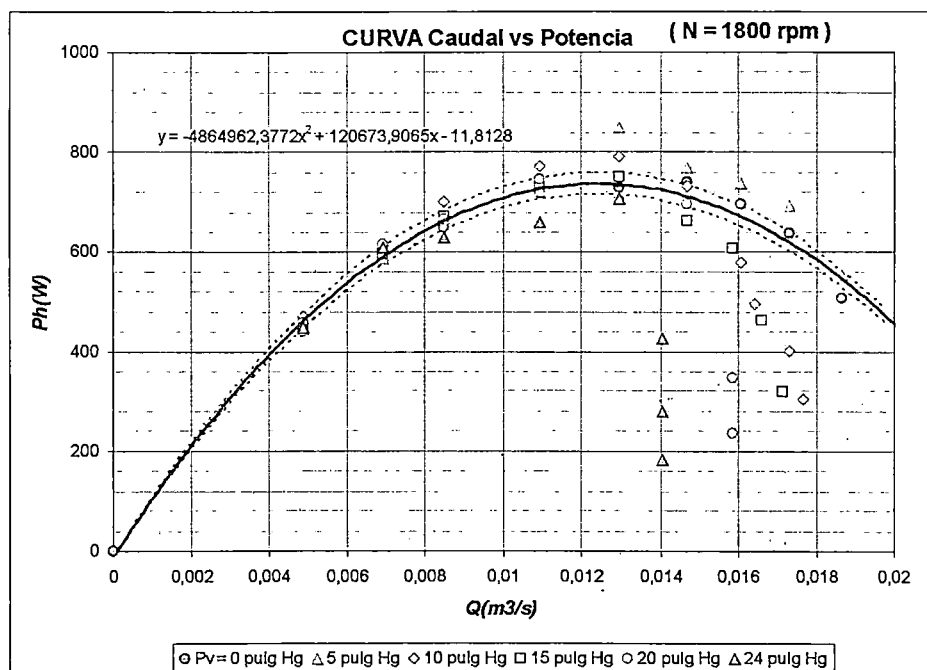


Figura 5.6.- Curvas Caudal vs. Potencia para presiones de vacío 5",10",15",29" y 24" , N=1800 rpm

Fuente : Propia

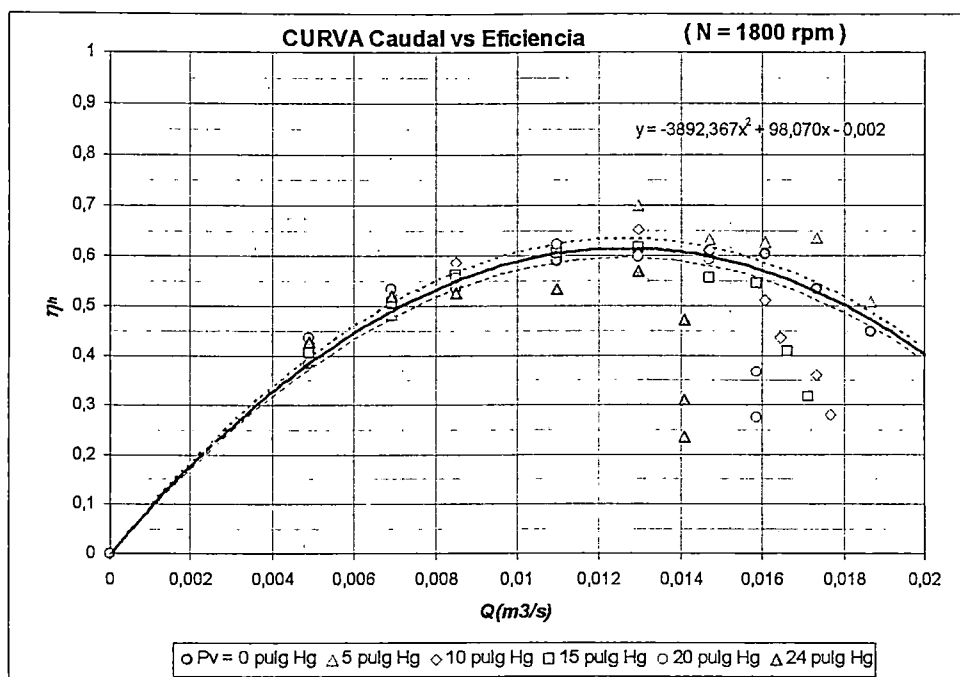


Figura 5.7.- Curvas Caudal vs. Eficiencia para presiones de vacio 5",10",15",29" y 24" , N=1800 rpm

Fuente : Propia

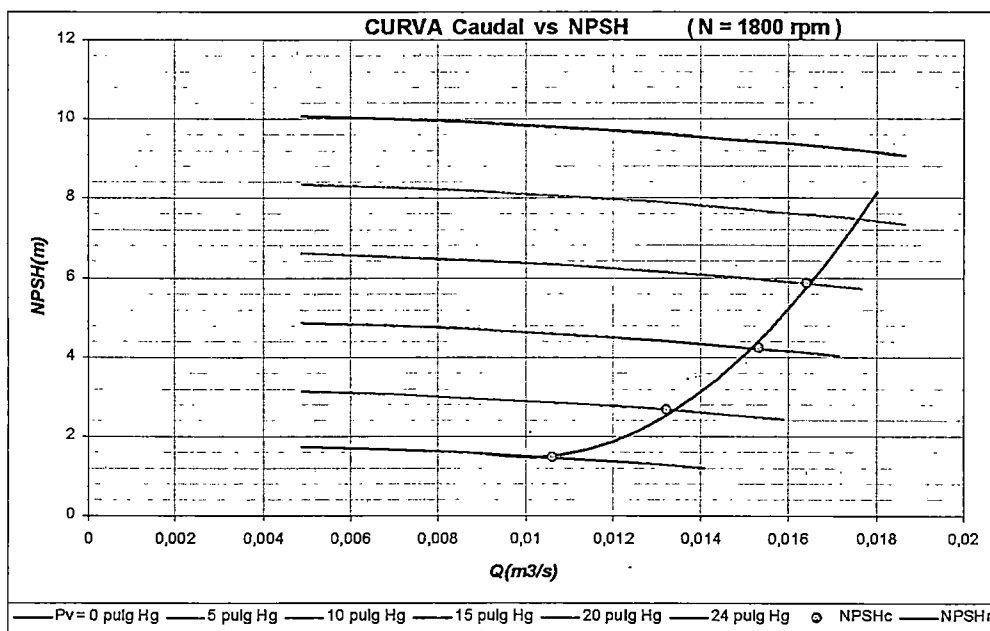


Figura 5.8.- Curvas Caudal vs. NPSHd para presiones de vacio 5",10",15",29" y 24" , N=1800 rpm

Fuente : Propia

5.2.3. Curvas Características para N = 2 100 RPM

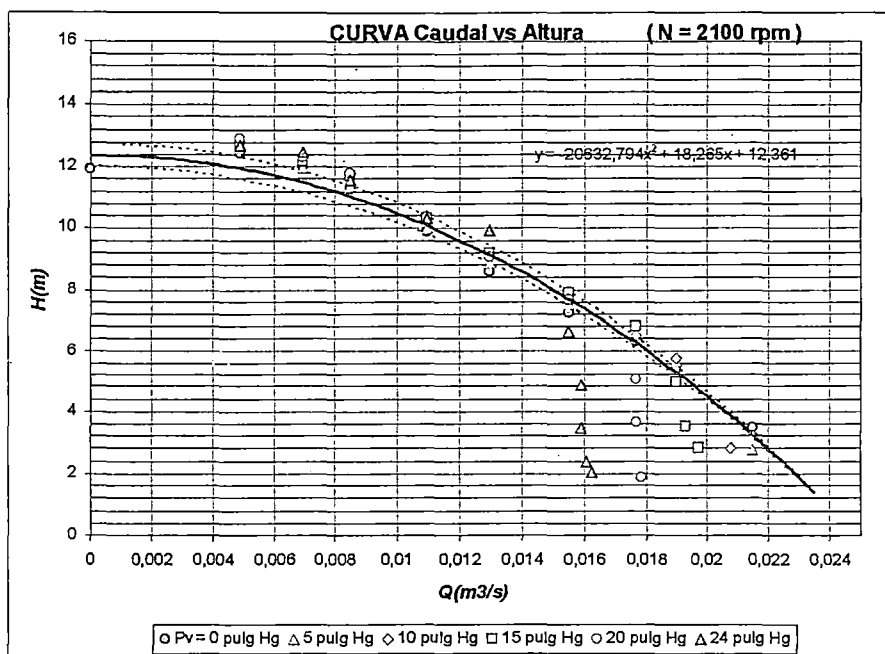


Figura 5.9.- Curvas Caudal vs. Altura para presiones de vacio 5",10",15",29" y 24" , N=2100 rpm

Fuente : Propia

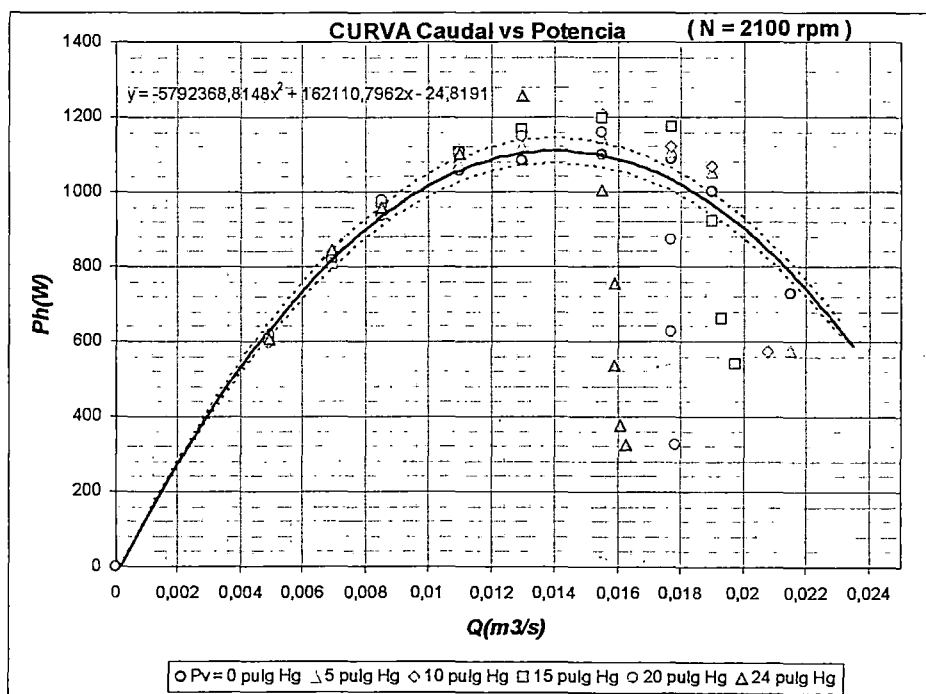


Figura 5.10.- Curvas Caudal vs. Potencia para presiones de vacio 5",10",15",29" y 24" , N=2100 rpm

Fuente : Propia

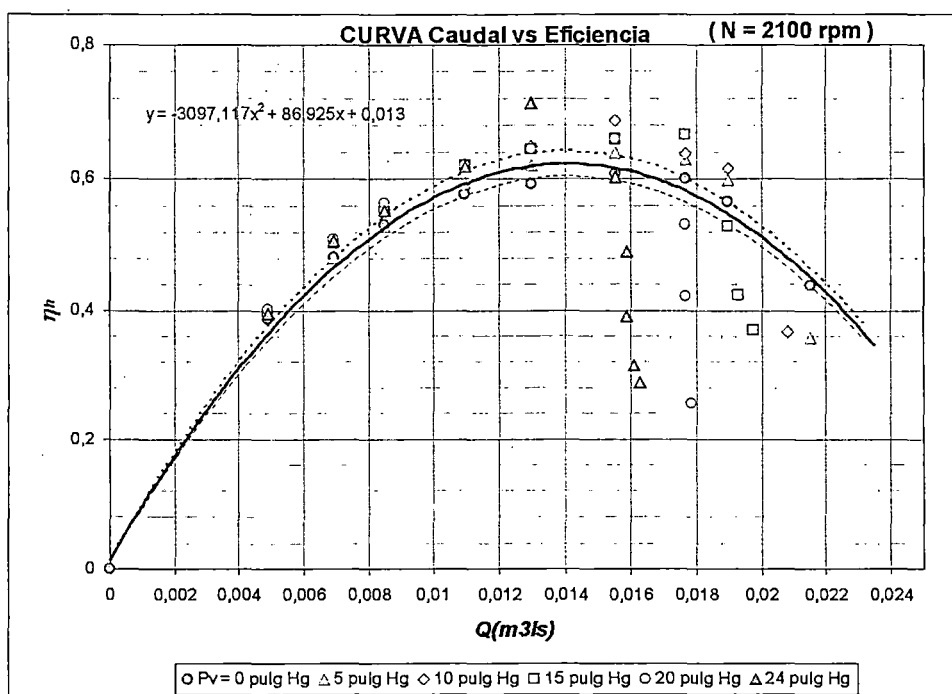


Figura 5.11.- Curvas Caudal vs. Eficiencia para presiones de vacío 5",10",15",29" y 24", N=2100 rpm

Fuente : Propia

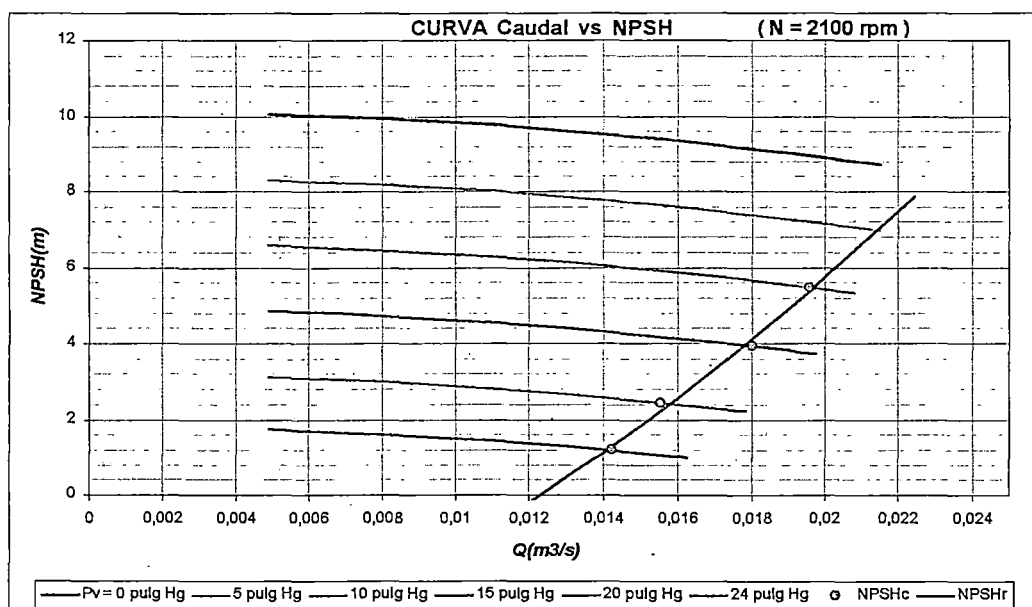


Figura 5.12.- Curvas Caudal vs. NPSHd para presiones de vacío 5",10",15",29" y 24", N=2100 rpm

Fuente : Propia

5.2.4. Curvas Características para N = 2 196 RPM

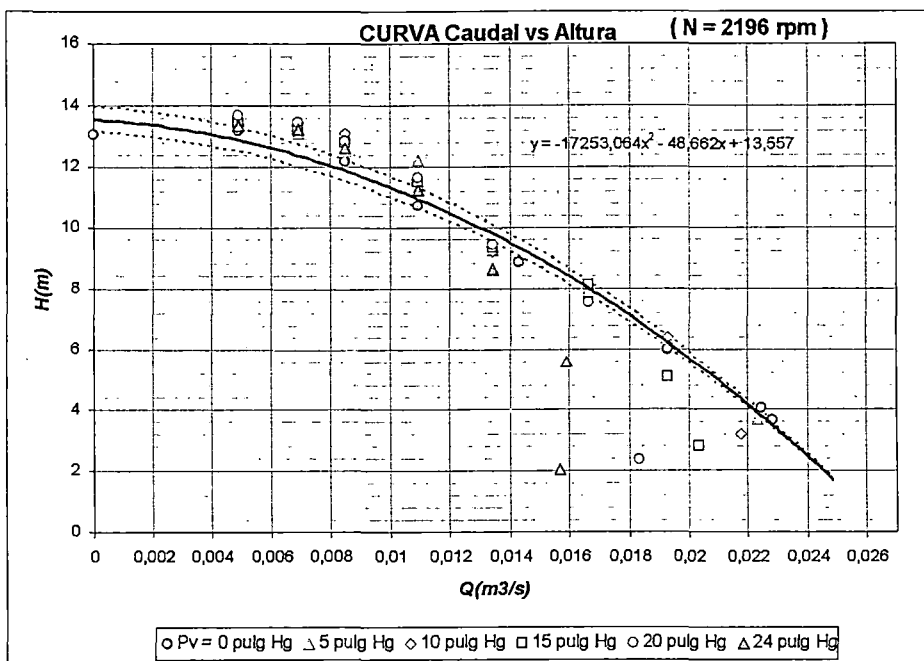


Figura 5.13.- Curvas Caudal vs. Altura para presiones de vacío 5",10",15",29" y 24" , N=2196 rpm

Fuente : Propia

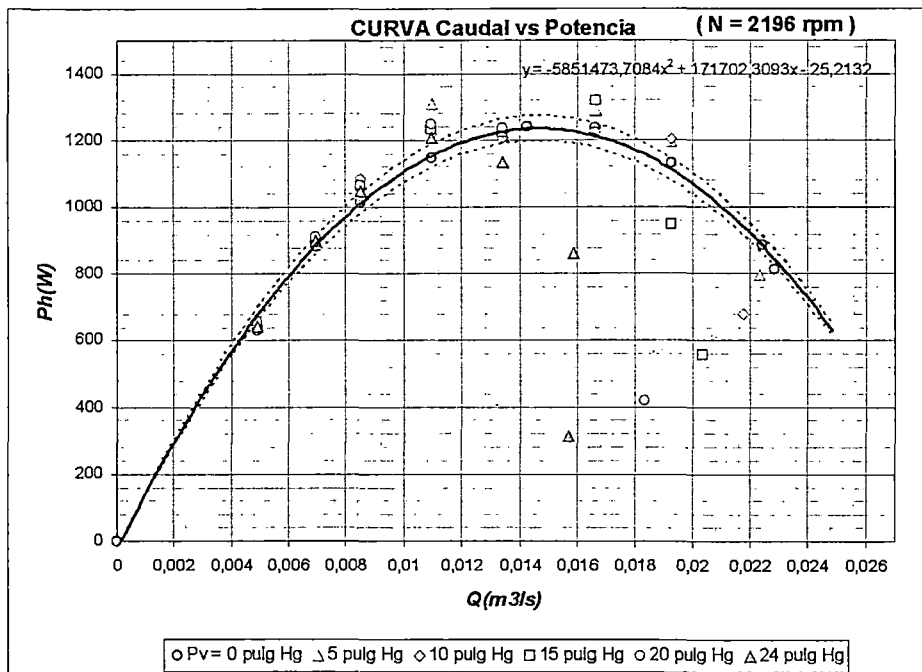


Figura 5.14.- Curvas Caudal vs. Potencia para presiones de vacío 5",10",15",29" y 24" , N=2196 rpm

Fuente : Propia

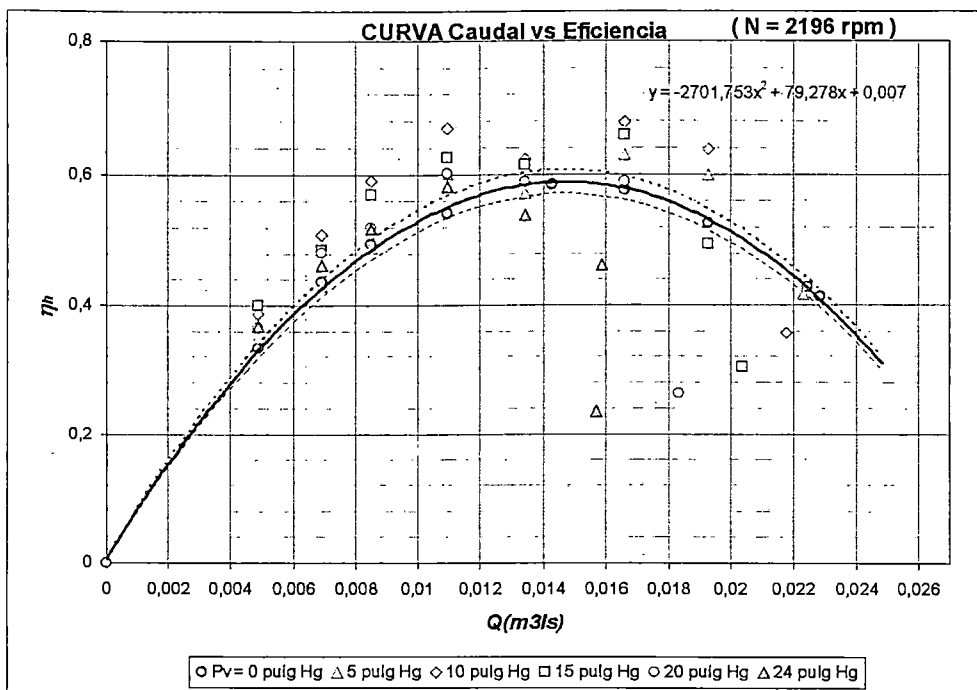


Figura 5.15.- Curvas Caudal vs. Eficiencia para presiones de vacio 5",10",15",29" y 24", N=2196 rpm

Fuente : Propia

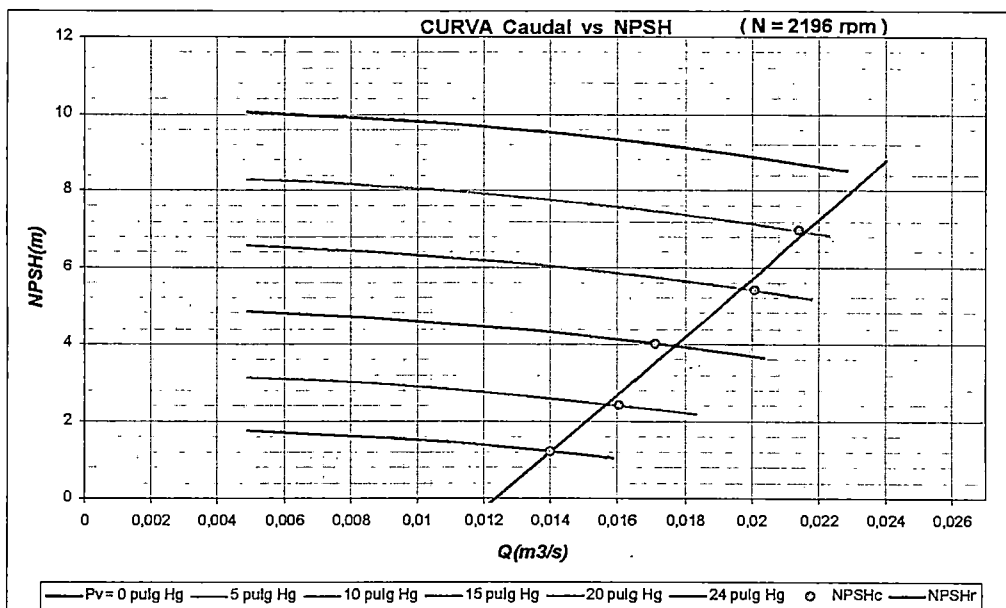


Figura 5.16.- Curvas Caudal vs. NPSHd para presiones de vacio 5",10",15",29" y 24", N=2196 rpm

Fuente : Propia

5.2.5. NPSHr obtenidas en el ensayo

N = 1500 RPM		N = 1800 RPM		N = 2100 RPM		N = 2196 RPM	
Q m3/s	NPSHc m H ₂ O	Q m3/s	NPSHc m H ₂ O	Q m3/s	NPSHc m H ₂ O	Q m3/s	NPSHc m H ₂ O
0,007	1,665	0,011	1,467	0,014	1,182	0,014	1,217
0,010	2,884	0,013	2,657	0,016	2,440	0,016	2,406
0,013	4,417	0,015	4,212	0,018	3,920	0,020	5,391
		0,016	5,844	0,020	5,480	0,021	6,963

Cuadro 5.25.- Puntos donde comienza la cavitación para N= 1500, 1800, 2100 y 2196 RPM

Fuente : Propia

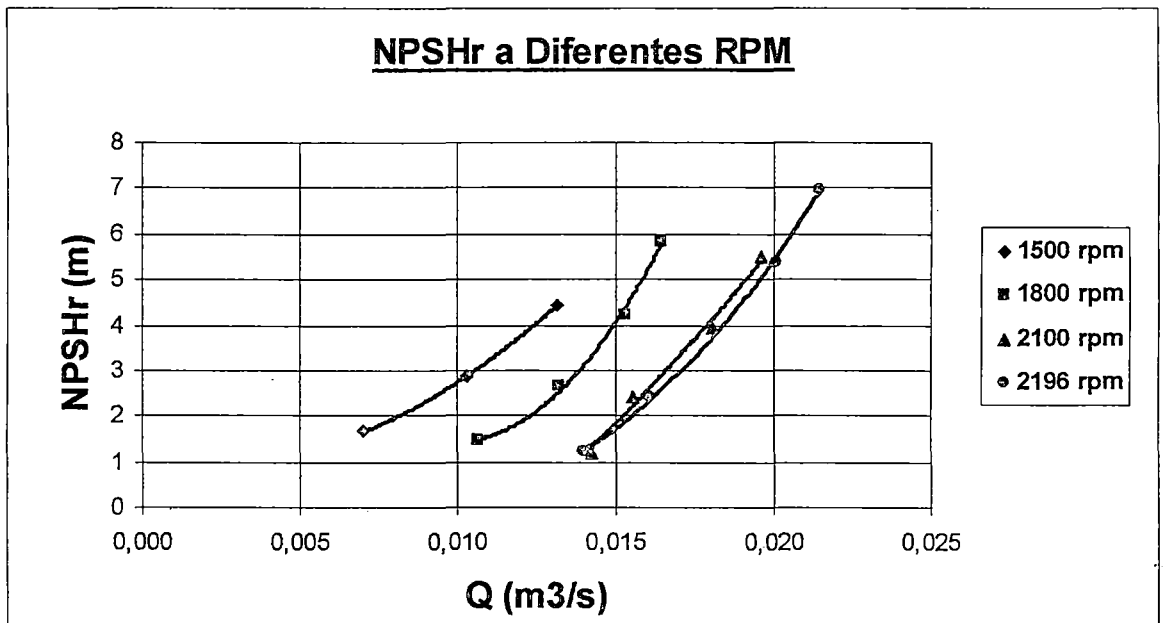


Figura 5.17.- Curvas de NPSH requerido obtenidas del ensayo para velocidades N= 1500, 1800, 2100 y 2196 rpm.

Fuente : Propia

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES:

1. La curva NPSHr vs Caudal, que se muestra en la Figura 5.17 constituye el logro del objetivo del presente estudio.
2. La curva NPSHr vs Caudal, de la figura 5.17, muestra la zona donde la bomba trabaja sin presentar el fenómeno de cavitación; que es la zona superior de la curva.
3. El personal técnico disponible en el mercado nacional, tiene solvencia en cuanto a los requerimientos de acondicionamiento del banco de ensayo, equipos, dispositivos y calibración de instrumentos.
4. Los datos, trazado de curvas y el ajuste de las curvas han requerido el uso del software comercial (Excel).

RECOMENDACIONES:

1. Construir un banco de ensayo, contando como fuente de información el banco de ensayos actual y la norma ISO 9906.
2. En la construcción del banco mejorar los materiales de construcción, usar el Acero Inoxidable, instalar sensores para la medición de diferentes parámetros como; la temperatura, presión, torque, velocidad de la bomba, instalar una cámara estroboscópica para observar mejor el fenómeno de cavitación. Hacerlo versátil.
3. Dar servicio a la Industria en general, proveendo de curvas de NPSHr, como por ejemplo a los fabricantes de bombas.
4. Adicionar el ensayo de cavitación en bombas y turbinas como parte de la curricula del curso de Fluidos y turbomáquinas.

MATERIAL DE REFERENCIA

Libros

1. MARCHEGIANI, Ariel R. "Pequeñas Centrales Hidráulicas", Laboratorio de Maquinas Hidráulicas (LAMHI), Dpto. de Mecánica Aplicada, UNC 2000, Buenos Aires, Argentina.
2. PINTO ESPINOZA, Josué. "Estudio Experimental de una bomba centrífuga con difusor alabes de posición variable, operando como Turbina", Tesis UNI, Facultad de Ingeniería Mecánica, Lima 1991.
3. CHURCH, A. H, "Bombas Centrífugas y Maquinas Soplantes" , NY, 1944.
4. NEKRASOV, Boris. "Hidráulica", Tercera Edición Modificada, Edición Mir, Moscú, 1968.
5. PFLEIDERER, Carl, "Bombas Centrífugas y Turbocompresores"
Traducción de la cuarta Edición Alemana, Editorial Labor S.A., Barcelona, 1960.

6. VIEJO ZUBICARAY, Manuel, "Bombas, Teoría diseño y aplicaciones", Segunda Edición, Editorial MUSA, México, 1981.
7. JARA TIRAPEGUI, Wilfredo, "Maquinas Hidráulicas", Editorial: INIFIM, Matéria: Maquinas hidráulicas, año:1998.
8. KARASSIK J. Igor; "Centrifugal pump, selection, operation and Maintenance", ; Dodge Corporation, New Cork, 1960.

Información de Internet

9. PANATRONIX, "Tecnología de Punta en Lavado por Ultrasonidos", <http://panatronx.it>, 2004.
10. IA/CSCIC, Instituto de Acústica - España" Aceleración de procesos de textiles por tecnología ultrasónica (ULTRATEC)", www.ia.csic.es.
11. SKELTON , Kevin, "Cavitation in Liquid Ring Vacuum pumps used in condenser Venting Service", Graham Corporation, NY, USA, Septiembre 1999. www.graham-mfg.com
12. JAMES C. FITCH, "Causes of Gear Pump Cavitation", Noria Corporation, OK USA, Julio 2004, www.noria.com.
13. JHON DEERE & COMPANY, " Refrigerantes y Anticongelantes", Ensayos, Jhon Deere Iberia S.A. www.deere.com, 1996.
14. BORIS I. Kharisov, UBALDO Ortiz " Uso del Ultrasonido en procesos Químicos", Facultad de Ciencias Químicas, Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica de la Uiversidad Autonoma Nueva León, México, Septiembre-Diciembre 1999, Vol II, N° 5.

15. PEDRO ASUYO, Jorge Mauro "Detección de Cavitación en Turbina Francis "Escuela Tecnica Superior de Ingenieria Industrial de la Universidad Politecnica de Cataluña, Titulación: Ingeniería Industrial, España, Barcelona, 2004.
16. JACKETS CHAURETTE P. "More on what is cavitation "Engineer Fluide Desing, Montreal, Quebec, Canada, www.fluiddesing.com, 2003.
17. FLUIDLAB JAPON "Cavitation on two-dimensional hydrofoil ", applied fluids Engineering, Faculty of Engineering, University of Tokio, Tokio – Japon, www.fluidlab.naoe.t.u.tokyo.ac.jp, 2000.
18. F. AVELLAN, P HENRY and I. RYHMING " A new high- sped cavitation tunnel for cavitation studies in hydraulic machinery. ", In proceedings of International Symposium on cavitation Research Facilitues and Techniques"., VOI 57, Boston USA, 1987.
19. DANA ARGENTINA "Corrosión – Cavitación: definiciones y Tipos" , DANA Argentina Perfect Cicle, Boletín nº 012/98, www.dana.com.ar, 1998.
20. Dr. FELIPE I. ARREGUIN Cortes, "Lecturas de Cavitación", Facultad de Ingeniería, División de Estudios de Post Grado, Universidad Autónoma de México, 2000.
21. BORIS H. CISNEROS, Ing. Consultor "Cavitación un ataque al corazón de las bombas", Articulo Publicado por Minería Chilena, Chile, Nov. 2006, www.mch.com.
22. OLIVARES PONCE Fabiola, SANCHEZ AMADO Domingo, "Bombas" Carga Neta Positiva de Aspiración (NPSH), UNA La Molina, Facultad de Pesquería, Lima 2004, <http://tarwi.lamolina.edu.pe>.

23. ANSYS INC. CORPORATE , “ANSYS CFX Robust Cavitation Modeling”
Technical Brief ANSYS Inc. Corporate, www.ansys.com , USA,
2005.
24. GARDEA VILLEGAS Humberto, “Aprovechamientos hidroeléctricos y de
Bombeo”, Capitulo 4. Turbinas, Editorial Trillas, UNAM,
Facultad de Ingeniería, 1998.
25. UNIVERSITÉ LAVAL, Laboratoire de Machines Hydrauliques, Faculté
des sciences et de génie, 1341, Pavillon Adrien- Pouliot,
Université laval, Québec – Canada, lamh@gmc.ulaval.ca

Normas

26. INTERNATIONAL STANDARD ISO 9906, “ Rotodynamics pumps-
Hydraulic Performance acceptance Tests – Grade 1 and 2”,
First Edition , 1999-12-15., Disponible en: INDECOPI – Lima.

ANEXO A

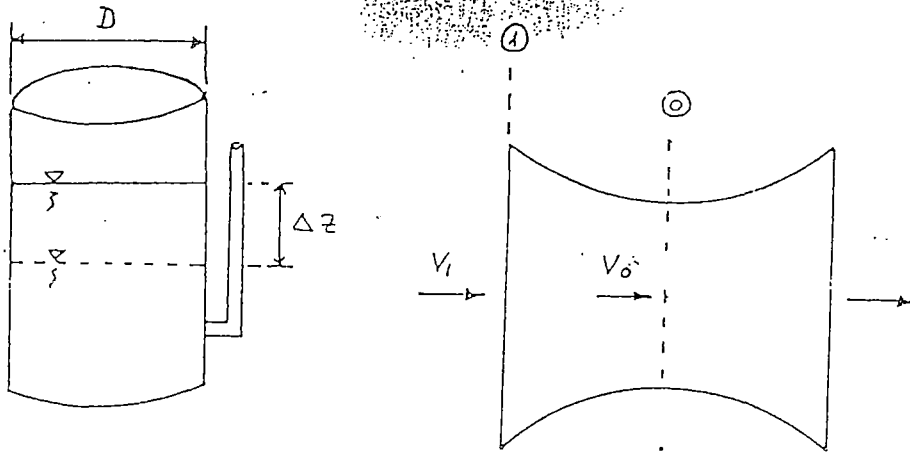
4.2.1.3. Calibración de la tobera

Se ha mencionado en 4.1.4, en la parte correspondiente a la medición del flujo de agua, que se tuvo que instalar un manómetro en "U" con mercurio con el que se midió una caída de presión en la tobera en mm de Hg, y usando la fórmula (A) se calculó el caudal en m^3/s .

Para encontrar la constante de la fórmula (A) se empleó el siguiente procedimiento de ensayo :

- a) Se desconectó la brida de entrada en la turbina y girando la tubería se logró que la descarga de agua, proveniente del tanque, de suministro a través de la bomba (B) sea a la atmósfera, (ver foto) la que se recogió en un cilindro de suficiente volumen.
- b) En el tanque de suministro (que consta de un tubo visor de plástico para ver el nivel de agua.) se midió para una abertura de la válvula de regulación de caudal, la disminución del nivel, para un determinado tiempo "t".
- c) Se midió la caída de presión "h" en el manómetro en "U" instalado en la tobera (en mm de Hg) con lo que se evaluó el caudal teórico : " Q_T ".
- d) Se midió el volumen de agua descargado en el cilindro, con lo que se evalúa el caudal real " Q_R ".

e) Los pasos b) y c) se repitieron para diferentes posiciones de la válvula de regulación de caudal.



$$D = 1.07 \text{ m}$$

$$D_0 = 85.6 \text{ mm}$$

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \Delta z$$

$$D_1 = 103.3 \text{ mm}$$

$$Q_R = \frac{V}{t}$$

Figura 73 - Esquema del cilindro de suministro de agua y de la tobera

Tabla 20 - Datos tomados para la calibración de la tobera

N°	ΔZ m	h cm Hg	t s	V m ³
1	0.15	0.8	24.3	0.1349
2	0.15	1.2	19.5	0.1349
3	0.15	1.7	19.9	0.1349
4	0.15	3.6	10.2	0.1349
5	0.15	3.1	10.9	0.1349
6	0.15	3.0	10.7	0.1349
7	0.15	5.0	8.7	0.1349
8	0.15	4.5	8.9	0.1349
9	0.15	6.2	7.7	0.1349
10	0.15	7.0	7.5	0.1349
11	0.15	8.0	6.9	0.1349
12	0.20	9.0	8.4	0.1798
13	0.20	11.8	7.9	0.1798
14	0.20	12.6	7.2	0.1798
15	0.20	13.1	7.1	0.1798
16	0.20	15.8	6.6	0.1798
17	0.20	17.3	6.4	0.1798
18	0.10	19.5	3.0	0.0899
19	0.20	20.5	5.8	0.1798
20	0.30	21.5	8.3	0.2679
21	0.30	22.8	8.0	0.2679

Sabemos, que para un elemento medidor de flujo, -
tal como la tobera, la fórmula que nos da la velo-
cidad en la sección angosta es :

$$V_0 = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_0}{A_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{2g h_{\text{agua}}} \quad (1)$$

El caudal teórico es :

$$Q_T = A_0 \cdot V_0 = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_0}{A_1}\right)^2}} \cdot \sqrt{2g h_{\text{agua}}} \cdot A_0$$

El caudal real es :

$$Q_R = C \cdot Q_T = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_0}{A_1}\right)^2}} \cdot C \cdot \sqrt{2g h_{\text{agua}}} \cdot A_0 \quad (2)$$

siendo C = coeficiente de descarga

el coeficiente de flujo : $K = C \cdot M$.

donde M = factor de aproximación :

$$M = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_0}{A_1}\right)^2}}$$

Entonces :

$$K = C \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_0}{A_1}\right)^2}}$$

En (2) :

$$Q_R = K \cdot A_0 \cdot \sqrt{2g h_{\text{agua}}}$$

$$\text{de donde : } K = \frac{Q_{R--}}{A_o \cdot \sqrt{2g h_{\text{agua}}}} \quad (3)$$

debemos tener en cuenta :

$$\text{a) } h_{\text{agua}} = \left(\frac{\gamma_{\text{Hg}}}{\gamma_{\text{agua}}} - 1 \right) \cdot h_{\text{Hg}}$$

es decir :

$$h_{\text{agua}} = 12.6 h_{\text{Hg}}$$

$$\text{b) } A_o = \frac{\pi}{4} \cdot D_o^2$$

$$A_o = \frac{\pi}{4} (0.0856)^2 = 0.00575 \text{ m}^2$$

Reemplazando en (3) :

$$K = 11.0607 \cdot \frac{Q_R}{\sqrt{h_{\text{Hg}}}} \quad (4)$$

$$\text{donde : } Q_R = \text{m}^3/\text{s} ; h_{\text{Hg}} = \text{m}$$

Debemos construir un gráfico $K = f(R_e)$, donde :

R_e = número de Reynolds.

$$\text{Siendo : } R_e = \frac{V_o \cdot D_o}{\nu}$$

donde : ν = viscosidad cinemática

Como la viscosidad cinemática es función de la temperatura del agua, se trató de mantener el agua del tanque de suministro a una temperatura casi constante, para lo cual se realizó la circulación de agua fresca al tanque en el mismo caudal que se

le extrajo por el fondo, lográndose mantener una temperatura constante de aproximadamente 20°C.

A continuación se muestra la tabla de resultados que nos da los valores del número de Reynolds " R_e " y de la constante "K".

Tabla 21 - Resultados que muestra el número de Reynolds y el coeficiente de flujo "K"

N°	Q_R m ³ /s	V_o m/s	$R_e \times 10^{-5}$	K
1	0.00555	1.9332	1.6809	0.6867
2	0.00692	2.3676	2.0573	0.6990
3	0.00905	2.8180	2.4489	0.7680
4	0.01322	4.1009	3.5638	0.7707
5	0.01237	3.8055	3.3071	0.7771
6	0.01260	3.7436	3.2533	0.8045
7	0.01550	4.8330	4.2000	0.7637
8	0.01515	4.5850	3.9845	0.7900
9	0.01752	5.3817	4.6769	0.7784
10	0.01795	5.7184	4.9695	0.7505
11	0.01955	6.1132	5.3126	0.7645
12	0.02119	6.4841	5.6360	0.7813
13	0.02253	7.4245	6.4521	0.7255
14	0.02472	7.6721	6.6673	0.7704
15	0.02506	7.8228	6.7983	0.7658
16	0.02697	8.5913	7.4662	0.7505
17	0.02781	8.9898	7.8124	0.7400
18	0.02997	9.5443	8.2943	0.7507
19	0.03100	9.7860	8.5044	0.7573
20	0.03250	10.0220	8.7094	0.7752
21	0.03371	10.3204	8.9688	0.7810

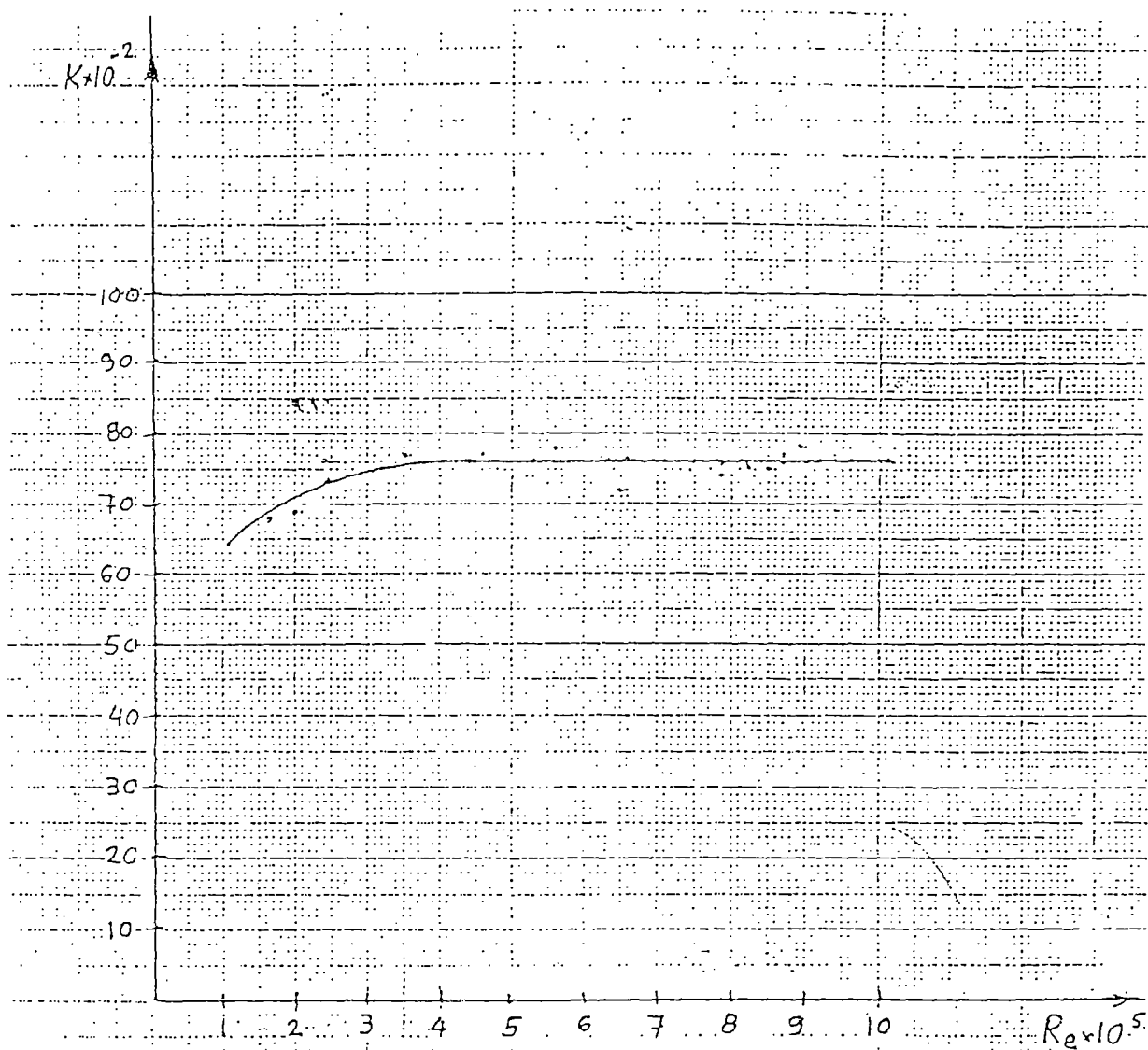


Figura 74- El grafico muestra la relacion entre el coeficiente de flujo "K" y el número de Reynolds " R_e ".

El gráfico 74 nos muestra la relación :

$K = f(R_e)$, de donde observamos que para el intervalo de valores del número de Reynolds, comprendido entre 3.5×10^5 y 9.1×10^5 , el valor de "K" - permanece casi constante e igual a 0.76, en consecuencia de la ecuación (4), obtenemos :

$$Q_R = \frac{0.76}{11.0607} \sqrt{h_{Hg}}$$

donde : $h_{Hg} = m.Hg$; ó

$$Q_R = 2.1728 \times 10^{-3} \sqrt{h_{Hg}} \quad (A)$$

donde : $h_{Hg} = mm.Hg$

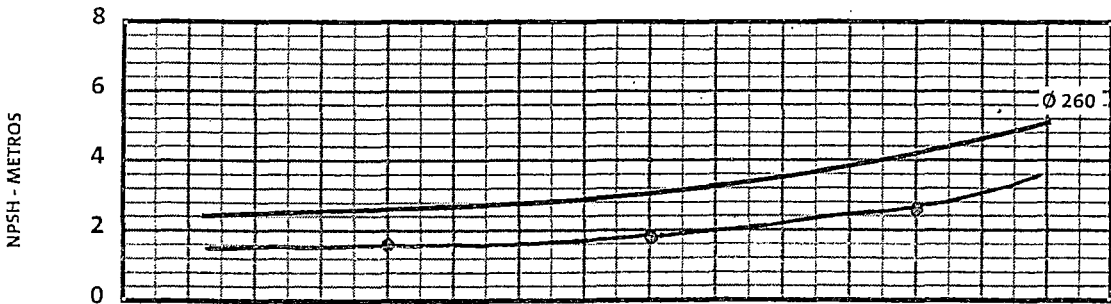
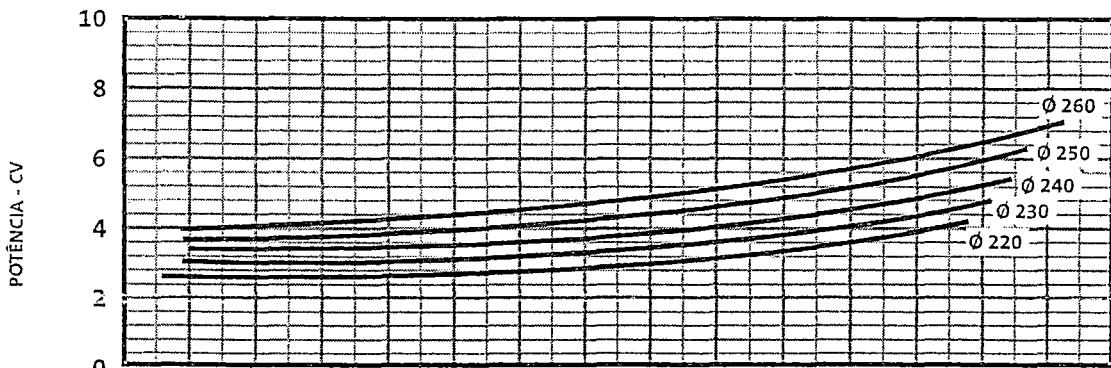
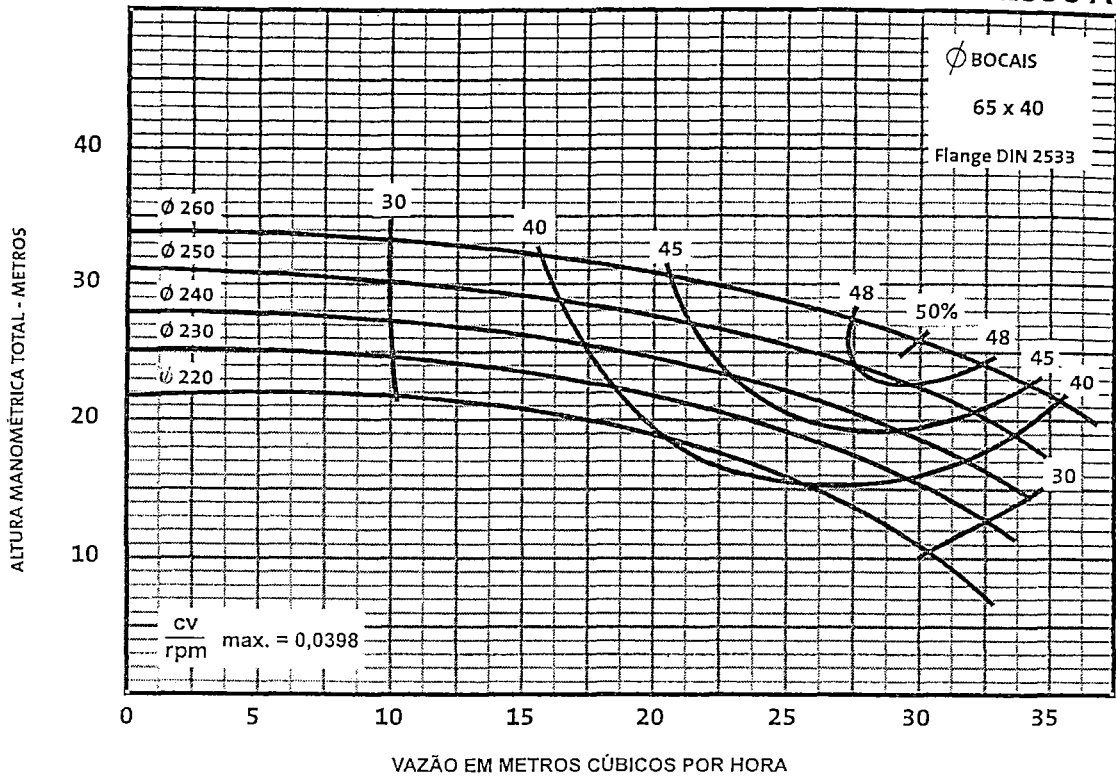
Esta ecuación es la que nos va a servir para calcular el caudal que pasa por la turbomáquina.

ANEXO B

1750 rpm

DN 40-25

2556 A

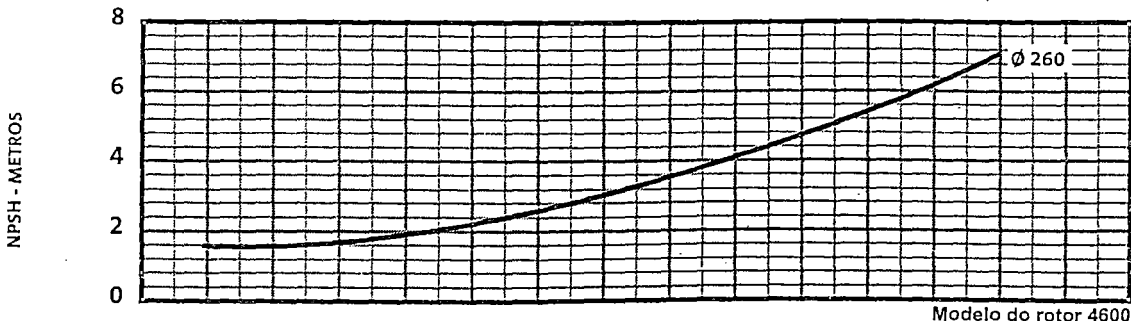
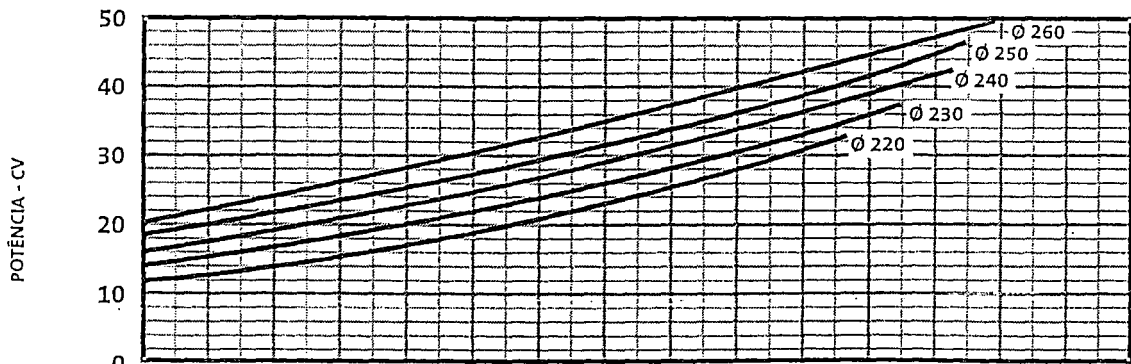
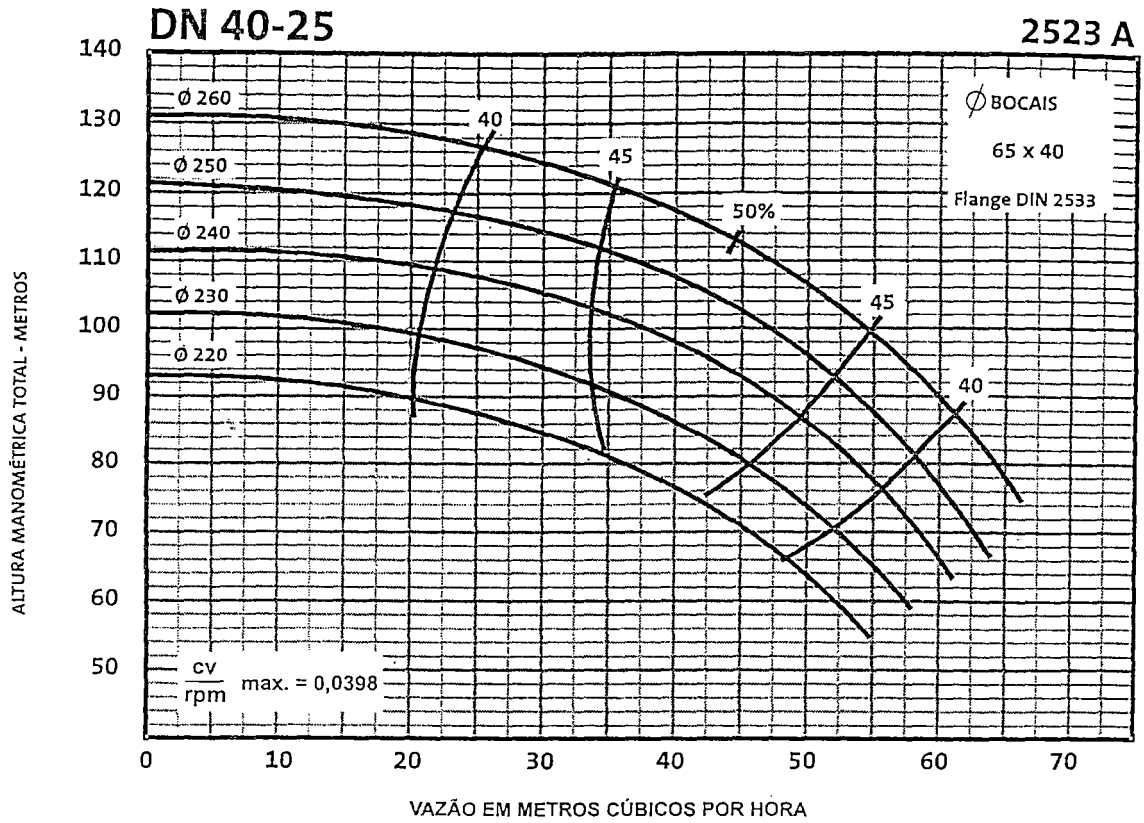


Modelo do rotor 4600

"TESTES E ACEITAÇÃO CONFORME NORMA ISO 9906:1999 ANEXO A"



3500 rpm



Modelo do rotor 4600

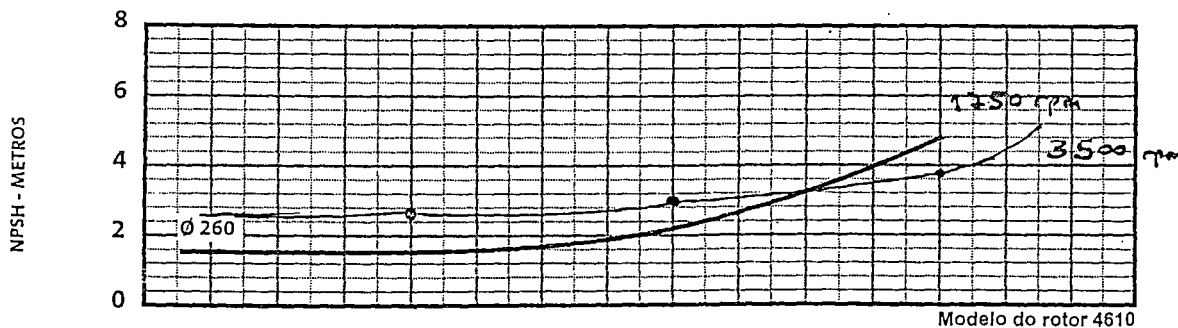
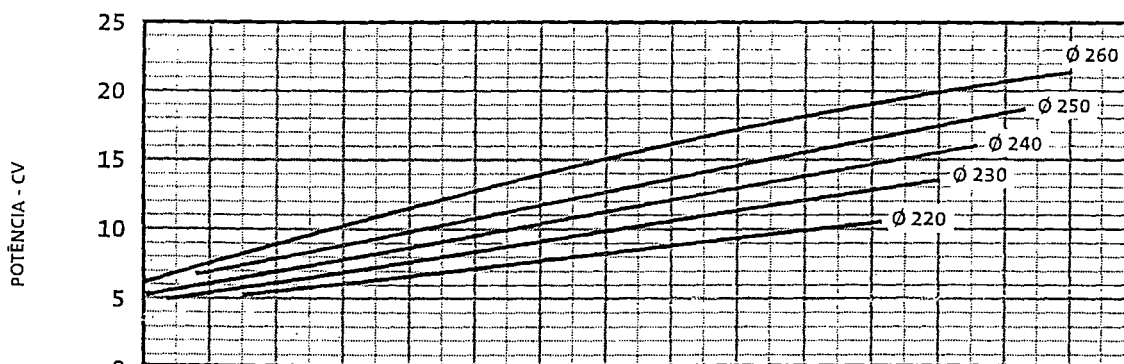
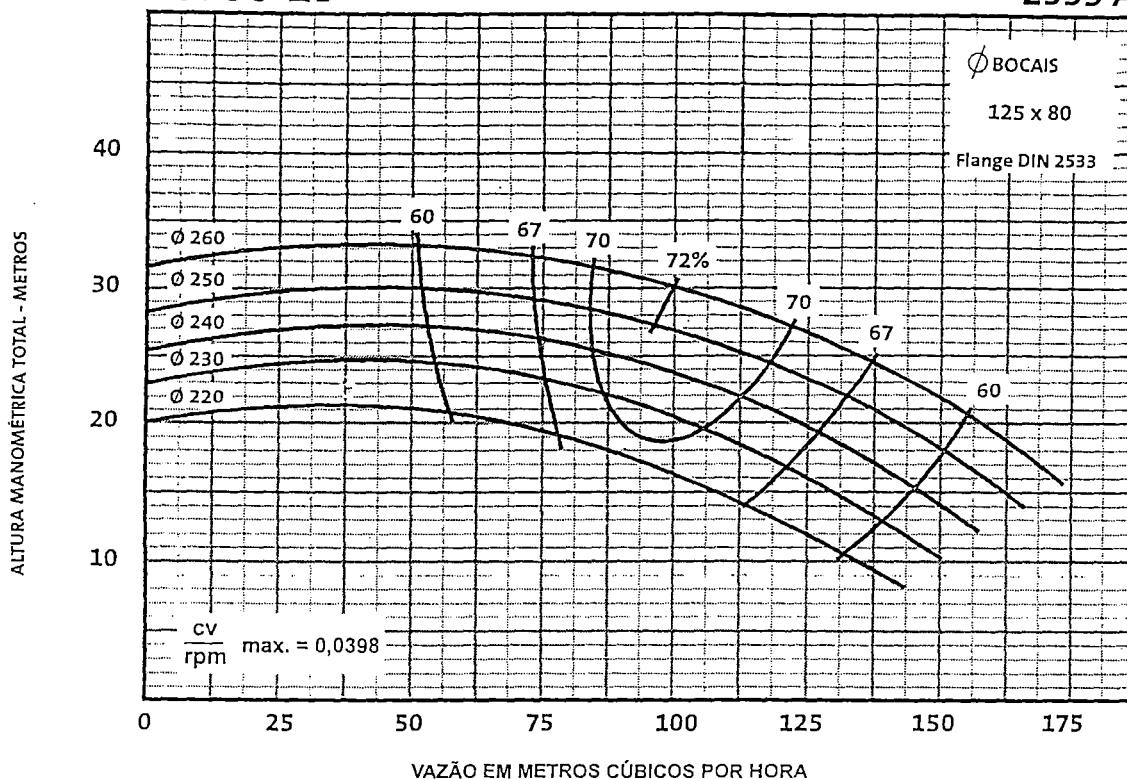
"TESTES E ACEITAÇÃO CONFORME NORMA ISO 9906:1999 ANEXO A"



1750 rpm

DN 80-25

2533 A



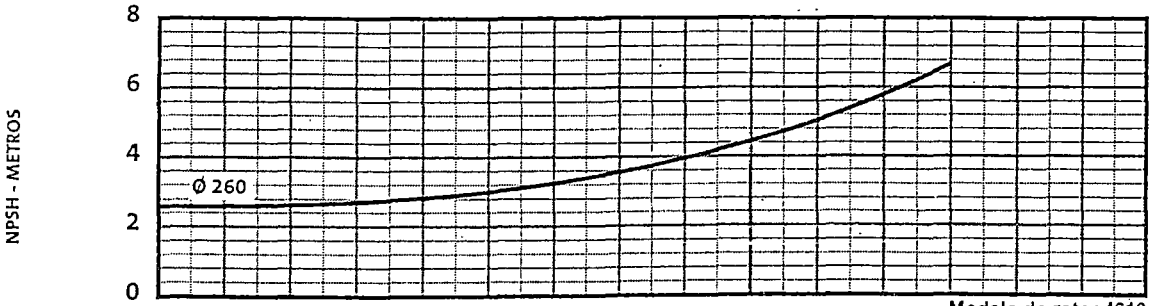
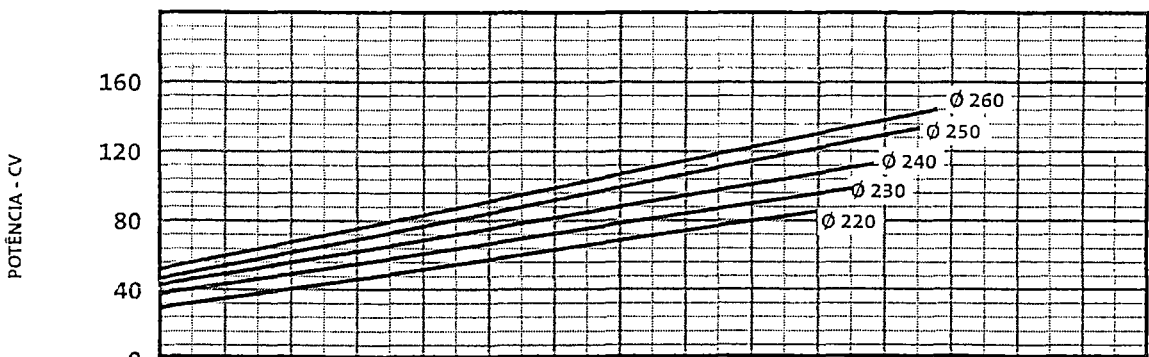
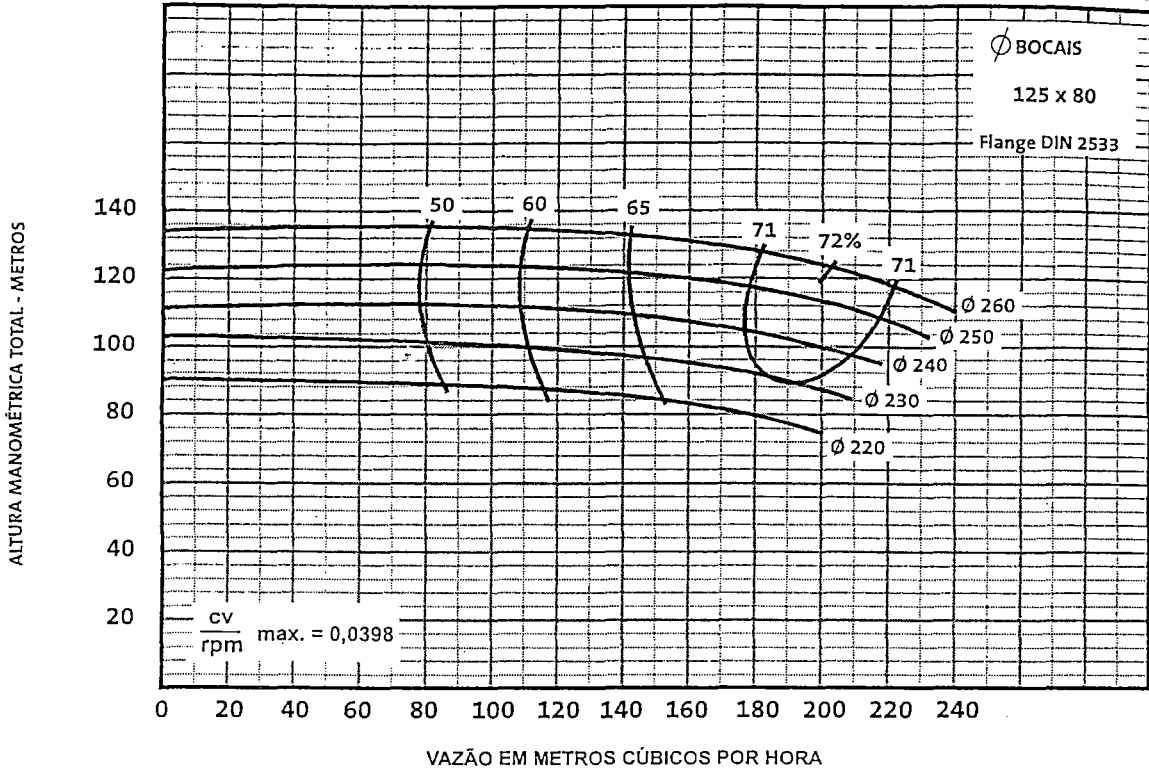
"TESTES E ACEITAÇÃO CONFORME NORMA ISO 9906:1999 ANEXO A"



3500 rpm

DN 80-25

2534 A



Modelo do rotor 4610

"TESTES E ACEITAÇÃO CONFORME NORMA ISO 9906:1999 ANEXO A"



ANEXO C

ICS 23.080

Einsprüche bis 30. Nov 1995

Rotodynamic pumps — Code for hydraulic performance tests for acceptance — Grades 1 and 2 — (ISO/DIS 9906 : 1995); German version prEN ISO 9906 : 1995

Pompes rotodynamiques — Codes d'essais de fonctionnement hydraulique pour la réception — Niveaux 1 et 2 — (ISO/DIS 9906 : 1995); Version allemande prEN ISO 9906 : 1995



Anwendungswarnvermerk beachten!

Vorgesehen als Ersatz für DIN 1944 : 1968-10

Nationales Vorwort

Der europäische Norm-Entwurf prEN ISO 9906 wurde im SC 2 "Mess- und Prüfverfahren" des ISO/TC 115 "Pumpen" erarbeitet unter Mitwirkung des Arbeitsausschusses AA1 "Kreiselpumpen" und dessen Unterausschuß UA 1.3 "Hydraulische Messung und Prüfung" im Normenausschuß Maschinenbau.

Die Federführung des internationalen Normvorhabens liegt beim DIN.

Für die in Abschnitt 2 "Normative Verweisungen" zitierten internationalen Normen, soweit sie nicht als DIN ISO-Normen veröffentlicht sind, wird im folgenden auf die entsprechenden deutschen Normen hingewiesen:

ISO 31	siehe	DIN 1313
ISO 1438-1	siehe	Keine entsprechende deutsche Norm
ISO 2186	siehe	Keine entsprechende deutsche Norm
ISO 2372	siehe	Keine entsprechende deutsche Norm
ISO 2975-1, -2, -3, -6, -7	siehe	Keine entsprechende deutsche Norm
ISO 3354	siehe	Keine entsprechende deutsche Norm
ISO 3740	siehe	DIN 45635-1
ISO 3744	siehe	DIN 45635-1
ISO 3745	siehe	DIN 45635-1
ISO 3746	siehe	DIN 45635-1
ISO 3966	siehe	Keine entsprechende deutsche Norm
ISO 4373	siehe	Keine entsprechende deutsche Norm
ISO 6081	siehe	DIN 45635-1
ISO 7194	siehe	Keine entsprechende deutsche Norm
IEC Veröffentl. 34-2	siehe	DIN VDE 0530-2
IEC Veröffentl. 41	siehe	Keine entsprechende deutsche Norm
IEC Veröffentl. 51	siehe	DIN EN 60051-1
IEC-Veröffentl. 497	siehe	Keine entsprechende deutsche Norm

Änderungen

Gegenüber DIN 1944 : 1968-10 wurden folgende Änderungen vorgenommen:

Inhalt vollständig überarbeitet.

Anwendungswarnvermerk

Dieser Norm-Entwurf wird der Öffentlichkeit zur Prüfung und Stellungnahme vorgelegt.

Weil die beabsichtigte Norm von der vorliegenden Fassung abweichen kann, ist die Anwendung dieses Entwurfes besonders zu vereinbaren.

Stellungnahmen werden erbeten an den Normenausschuß Maschinenbau im DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Postfach 71 08 64, 60498 Frankfurt.

Wir haben Klasse 2

Fortsetzung 73 Seiten prEN

Normenausschuß Maschinenbau (NAM) im DIN Deutsches Institut für Normung e.V.

ICS

Deskriptoren:

Deutsche Fassung

Kreiselpumpen - Norm für hydraulische
Abnahmeversuche - Klasse 1 und 2 (ISO/DIS
9906:1995)

Rotodynamic pumps - Code for hydraulic
performance tests for acceptance -
Grades 1 and 2 (ISO/DIS 9906:1995)

Pompes rotodynamiques - Codes d'essais
de fonctionnement hydraulique pour la
réception - Niveaux 1 et 2 (ISO/DIS
9906:1995)

Dieser Europäische Norm-Entwurf wird den CEN Mitgliedern zur parallelen
Umfrage vorgelegt. Er wurde vom Technischen Komitee ISO/TC 115 erst

Wenn aus diesem Norm-Entwurf eine Europäische Norm wird, sind die CEN-Mitglieder gehalten, die CEN/CENELEC-Geschäftsordnung zu erfüllen, in der die Bedingungen festgelegt sind, unter denen dieser Europäischen Norm ohne jede Änderung der Status einer nationalen Norm zu geben ist.

Dieser Europäische Norm-Entwurf wurde von CEN in drei offiziellen Fassungen (Deutsch, Englisch, Französisch) erstellt. Eine Fassung in einer anderen Sprache, die von einem CEN-Mitglied in eigener Verantwortung durch Übersetzung in die Landessprache gemacht und dem Zentralsekretariat mitgeteilt worden ist, hat den gleichen Status wie die offiziellen Fassungen.

CEN-Mitglieder sind die nationalen Normungsinstitute von Belgien, Dänemark, Deutschland, Finnland, Frankreich, Griechenland, Irland, Island, Italien, Luxemburg, Niederlande, Norwegen, Österreich, Portugal, Schweden, Schweiz, Spanien und dem Vereinigten Königreich.

CEN

Europäisches Komitee für Normung
European Committee for Standardization
Comité Européen de Normalisation

Zentralsekretariat: rue de Stassart 36, B - 1050 Brüssel

© CEN 1995 Das Copyright ist allen CEN-Mitgliedern vorbehalten.

Ref. Nr. prEN ISO 9906:1995 D

Kreiselpumpen – Norm für hydraulische Abnahmeversuche –

Klasse 1 und 2

ACHTUNG! Die in dieser Internationalen Norm verwendeten Begriffe, wie "Garantie" oder "Abnahme" sind im technischen und nicht im juristischen Sinne zu verstehen. So bezeichnet der Begriff "Garantie" vertraglich festgelegte Werte als Grundlage für die Überprüfung, sagt aber nichts darüber aus, welche Rechte oder Pflichten entstehen würden, falls diese Werte nicht erreicht oder erfüllt werden. Ebenfalls hat der Begriff "Abnahme" in dieser Norm keine rechtliche Bedeutung. Deshalb bedeutet auch ein erfolgreich durchgeführter Abnahmeversuch für sich allein noch nicht die "Abnahme" im rechtlichen Sinn.

0 Einleitung

Die vorliegende Richtlinie faßt die folgenden früheren Richtlinien für Abnahmeversuche zusammen und ersetzt sie: Internationale Norm ISO 3555 "Kreiselpumpen (Radial-, Halbaxial- und Axialpumpen) - Richtlinien für Abnahmeversuche - Klasse B" (entspricht der Klasse 1 der vorliegenden Internationalen Norm) sowie ISO 2548 "Kreiselpumpen (Radial-, Halbaxial- und Axialpumpen) - Richtlinien für Abnahmeversuche - Klasse C" (entspricht der Klasse 2 der vorliegenden Internationalen Norm). Es gibt jedoch eine wichtige Änderung im Hinblick auf die Garantienachweise, weil die Meßunsicherheit eigentlich keinen Einfluß darauf haben soll, ob die Pumpe abgenommen werden kann und die Toleranzen lediglich auf baulichen Unterschieden beruhen.

Es wurden neue Toleranzfaktoren eingeführt, um soweit wie möglich sicherzustellen, daß eine Pumpe, die nach den früheren Internationalen Normen ISO 2548 bzw. ISO 3555 abgenommen worden wäre, auch nach vorliegender Norm abgenommen wird.

Im Gegensatz zu der vorliegenden Internationaler Norm gilt ISO 5198 "Kreiselpumpen (Radial-, Halbaxial- und Axialpumpen) - Norm für hydraulische Leistungsversuche - Genauigkeitsklasse" nicht als Norm für Abnahmeversuche. Sie stellt eine Anleitung dar für sehr genaue Messungen und für das thermodynamische Verfahren zur direkten Messung von Wirkungsgraden, empfiehlt jedoch keine Garantienachweise.

1 Zweck und Geltungsbereich

Diese Internationale Norm hat Abnahmeversuche an Kreiselpumpen (Radial-, Halbaxial- und Axialpumpen, im folgenden einfach als "Pumpen" bezeichnet) zum Gegenstand. Sie bezieht sich auf Pumpen jeglicher Größe, die mit Flüssigkeiten geprüft werden, die sich wie reines, kaltes Wasser verhalten (siehe Definition in Abschnitt 5.4.5.1). Sie befaßt sich weder mit den baulichen Einzelheiten der Pumpen noch mit den Festigkeitseigenschaften ihrer Bauteile.

Wie oben beschrieben, enthält die vorliegende Internationale Norm zwei Meßgenauigkeitsklassen: Klasse 1 für höhere Genauigkeit und Klasse 2 für geringere Genauigkeit. Diese Klassen beinhalten verschiedene Werte für Toleranzfaktoren, zulässige Schwankungen und Meßunsicherheiten.

Die höheren Toleranzfaktoren für Serienpumpen mit einer Auswahl typischer Kennlinien sowie für Pumpen mit einem Leistungsbedarf von weniger als 10 kW sind in Anhang D enthalten.

Diese Internationale Norm kann entweder allein auf die Pumpe ohne Rohrleitungsteile oder auf die Pumpe mit allen oder einem Teil der zugehörigen stromaufwärts bzw. stromabwärts angeordneten Rohrleitungsteilen angewendet werden.

Wenn Lieferant und Käufer nichts anderes vereinbart haben, gilt folgendes:

ISO 3744	Akustik - Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen - Verfahren der Genauigkeitsklasse 2 für Freifeldbedingungen über einer reflektierenden Ebene
ISO 3745	Akustik - Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen - Präzisionsverfahren für reflexionsfreie und teilweise reflexionsfreie Räume
ISO 3746	Akustik - Bestimmung der Schalleistungspegel von Geräuschquellen - Aufnahmeverfahren
ISO 3945	Körperschall in großen rotierenden Maschinen mit Drehzahlen von 10 bis 200 s^{-1} - Messung und Bewertung der Schwingungsstärke vor Ort
ISO 3966	Messung von Flüssigkeitsströmen in geschlossenen Rohrleitungen; Methode der Geschwindigkeitsmessung innerhalb eines Meßquerschnittes unter Verwendung eines statischen Pitotrohres
ISO 4185	Messung von Flüssigkeitsströmen in geschlossenen Rohrleitungen - Wiegemethode
ISO 4373	Messung von Flüssigkeitsströmen in den Kanälen - Wasserstandmeßgeräte
ISO 5167/1	Durchflußmessung von Fluiden mit Blenden, Düsen und Venturiröhren in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt
ISO 5198	Kreiselpumpen (Radial-, Halbaxial- und Axialpumpen); Norm für hydraulische Leistungsversuche - Präzisionsklasse
ISO 6081	Akustik - Geräuschemission von Maschinen und Geräten - Anleitung zur Erarbeitung von technischen Prüfvorschriften auf der Grundlage der Geräuschemessungen am Standort des Bedienpersonals
ISO 7194	Messung von Flüssigkeitsströmen in geschlossenen Rohrleitungen; Methoden der Geschwindigkeitsmessung innerhalb eines Meßquerschnittes bei Auftreten von Wirbeln und unregelmäßigen Strömungsverhältnissen in kreisförmigen Rohrleitungen mit Hilfe von Strömungsmessern und statischen Pitotrohren
ISO 8316	Messung von Flüssigkeitsströmen in geschlossenen Rohrleitungen - Methode des Auffangens der Flüssigkeit in einem volumetrischen Behälter
ISO 9104	Verfahren zur Bestimmung der Leistung von elektromagnetischen Strömungsmessern für Flüssigkeiten in geschlossenen Rohrleitungen
IEC-Veröffentl. 34/2	Empfehlungen über rotierende elektrische Maschinen (ausgenommen Maschinen für Triebfahrzeuge); Teil 2: Ermittlung des Wirkungsgrades von rotierenden elektrischen Maschinen
IEC-Veröffentl. 41	Internationale Norm für Abnahmeversuche an Hydraulikturbinen in Anlagen
IEC-Veröffentl. 51	Empfehlungen für direktwirkende elektrische Meßinstrumente und Zubehör
IEC-Veröffentl. 497	Internationale Norm für Modell-Abnahmeversuche an Speicherpumpen

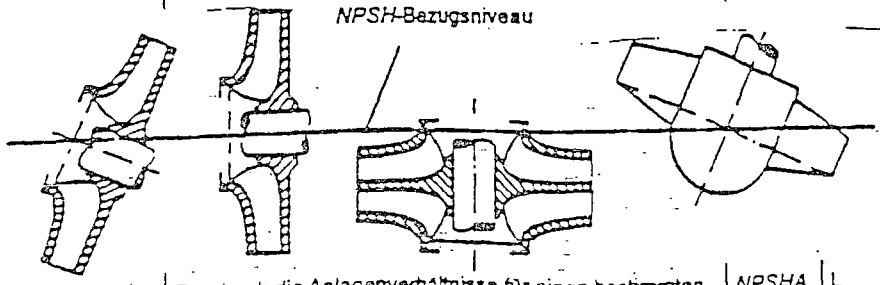
3.1 Verzeichnis der Größen mit Definitionen

Tabelle 1 – Verzeichnis der Größen

	Größe	Definition ¹⁾	Formelzeichen	Dimension ¹⁾	Einheit
3.1.1	Masse		<i>m</i>	M	kg
3.1.2	Länge		<i>l</i>	L	m
3.1.3	Zeit		<i>t</i>	T	s
3.1.4	Temperatur		θ	θ	°C
3.1.5	Fläche		A	L ²	m ²
3.1.6	Volumen		V	L ³	m ³
3.1.7	Winkelgeschwindigkeit		ω	T ⁻¹	rad/s
3.1.8	Geschwindigkeit		v	LT ⁻¹	m/s
3.1.9	Fallbeschleunigung	²⁾	g	LT ⁻²	m/s ²
3.1.10	Drehzahl	Anzahl der Umdrehungen in der Zeiteinheit	<i>n</i>	T ⁻¹	s ⁻¹
3.1.11	Dichte	Die auf das Volumen bezogene Masse	ρ	ML ⁻³	kg/m ³
3.1.12	Druck	Die auf die Fläche bezogene Kraft. In der vorliegenden Norm sind alle Drücke Manometerdrücke, d.h. sie wurden im Hinblick auf den Luftdruck gemessen; ausgenommen davon sind der Luftdruck und der Dampfdruck, bei denen es sich um absolute Drücke handelt.	<i>p</i>	ML ⁻¹ T ⁻²	Pa
3.1.13	Kinematische Zähigkeit		ν	L ² T ⁻¹	m ² /s
3.1.14	Energie		E	ML ² T ⁻²	J
3.1.15	Leistung (allg. Begriff)	In der Zeiteinheit übertragene Energie	P	ML ² T ⁻³	W
3.1.16	Reynolds-Zahl	Speziell für die vorliegende Norm definiert durch das Verhältnis: $Re = \frac{UD}{\nu}$	Re	dimensionslose Zahl	
3.1.17	Durchmesser		D	L	m
3.1.18	Massestrom/ Volumenstrom Massestrom	Als Massestrom wird der nutzbare Massestrom der Pumpe, d.h. der Massestrom, der aus dem Austrittsquerschnitt der Pumpe in die Druckleitung gefördert wird, bezeichnet. ANMERKUNG – Verluste oder Teilströme, die in der Pumpe selbst entstehen oder benötigt werden, d.h.: a) Massestrom zur hydraulischen Entlastung des Axialschubes, b) Kühlförderstrom für die Kühlung der Pumpenlager, c) Sperrförderstrom für die Sperrung der Stopfbuchse, d) Leckströme aus Anschlüssen, innere Leckströme usw. sind im Massestrom nicht miteinzurechnen. Für andere Zwecke entnommene Förderströme, wie etwa: e) Kühlung der Motorlager, d) Kühlung eines Getriebes (Lager, Ölkühler) usw. sind im Massestrom miteinzurechnen. Ob und wie diese Ströme berücksichtigt werden müssen, hängt von ihrem Entnahmepunkt bzw. dem Maßquerschnitt ab.	q ³⁾	MT ⁻¹	kg/s

- Um Fehlinterpretationen auszuschließen, erscheint es vorteilhaft, in dieser Norm die bereits in ISO 31 niedergelegten Definitionen der Größen und Einheiten zu wiederholen und diese durch spezielle Erläuterungen im Hinblick auf ihre Anwendung in dieser Internationalen Norm zu ergänzen.
- Prinzipiell sollte der örtliche Wert von g eingesetzt werden. Für Klasse 2 genügt es jedoch, für g den Wert 9,81 m/s² einzusetzen. Zur Berechnung des örtlichen Wertes $g = 9,7803 (1 + 0,0053 \sin^2 \varphi) - 3 \cdot 10^{-6} z$, wobei φ = geographische Breite und z = geographische Höhe.
- Für den Massestrom kann wahlweise das Formelzeichen q_m verwendet werden.

	Größe	Definition	Formelzeichen	Dimension	Einheit
3.1.29	Energiehöhe im Eintrittsquerschnitt der Pumpe	Die Energiehöhe im Eintrittsquerschnitt der Pumpe beträgt: $H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{U_1^2}{2g}$	H_1	L	m
3.1.30	Energiehöhe im Austrittsquerschnitt der Pumpe	Die Energiehöhe im Austrittsquerschnitt der Pumpe beträgt: $H_2 = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{U_2^2}{2g}$	H_2	L	m
3.1.31	Förderhöhe der Pumpe	Algebraischer Unterschied zwischen Energiehöhe im Austrittsquerschnitt H_2 und Energiehöhe im Eintrittsquerschnitt H_1 der Pumpe. $H = H_2 - H_1$, falls sich die Dichte der Förderflüssigkeit nicht bedeutend ändert. Falls sich die Dichte der Förderflüssigkeit bedeutend ändert, sollte man für die Dichte ρ den Mittelwert $\rho_m = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}$ einsetzen und die Förderhöhe der Pumpe mittels folgender Formel berechnen: $H = z_2 - z_1 + \frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho_m g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$	H	L	m
3.1.32	Spezifische Energie	Auf die Masse bezogener Energiegehalt der Förderflüssigkeit, ausgedrückt durch die Formel: $y = gh$	y	L^2T^{-2}	J/kg
3.1.33	Eintrittsertige Verlusthöhe	Unterschied zwischen der Energiehöhe der Förderflüssigkeit an der Meßstelle und der Energiehöhe der Förderflüssigkeit im Eintrittsquerschnitt der Pumpe	H_{s1}	L	m
3.1.34	Austrittsertige Verlusthöhe	Unterschied zwischen der Energiehöhe der Förderflüssigkeit im Austrittsquerschnitt der Pumpe und der Energiehöhe der Förderflüssigkeit an der Meßstelle	H_{s2}	L	m
3.1.35	Rohrreibungsbewert	Koeffizient für den Förderhöhenverlust durch Reibung in der Rohrleitung	λ	dimensionslose Zahl	
3.1.36	Haltdruckhöhe (Net positive suction head - NPSH)	Die Haltdruckhöhe ist die absolute Energiehöhe im Eintrittsquerschnitt der Pumpe oberhalb der dem Dampfdruck entsprechenden Höhe, bezogen auf das NPSH-Bezugsniveau. $NPSH = H_1 - z_D + \frac{p_{amb} - p_v}{\rho_1 g}$ Die Haltdruckhöhe bezieht sich also auf das NPSH-Bezugsniveau, während sich die Energiehöhe im Eintrittsquerschnitt der Pumpe auf die Bezugsebene bezieht. NPSH-Bezugsniveau: Horizontale Ebene durch den Mittelpunkt eines durch die Außenpunkte der Eintrittskanten der Laufradschaufeln beschriebenen Kreises; bei zweiströmigen Pumpen mit vertikaler oder schräger Achse ist dies die durch den höhergelegenen Mittelpunkt verlaufende Ebene. Der Hersteller sollte die Lage dieser Ebene angeben und dazu genaue Bezugspunkte auf der Pumpe nennen.	NPSH	L	m
3.1.36.1	NPSH _{verfügbar} NPSHA	Der durch die Anlagenverhältnisse für einen bestimmten Förderstrom vorgegebene Wert NPSH verfügbar.	NPSHA	L	m



3.2 Verzeichnisse der verwendeten Buchstaben und Indizes

Tabelle 2 – Alphabetisches Verzeichnis der als Formelzeichen verwendeten Buchstaben

Formelzeichen	Größe	Einheiten
A	Fläche	m ²
D	Durchmesser	m
E	Energie	J
e	Gesamtmessunsicherheit, relativer Wert	[%]
f	Frequenz	s ⁻¹
g	Fallbeschleunigung	m/s ²
H	Förderhöhe der Pumpe	m
H _J	Verluste als Flüssigkeitssäule ausgedrückt	m
k	Absolute Rauigkeit	m
K	Kennzahl für die Schnellaufigkeit	Dimensionslose Zahl
l	Länge	m
m	Masse	kg
n	Drehzahl	s ⁻¹
NPSH	Haltdruckhöhe	m
p	Druck	Pa
P	Leistung	W
q	Massestrom	kg/s
Q	Volumenstrom (Förderstrom)	m ³ /s
Re	Reynolds-Zahl	Dimensionslose Zahl
t	Bautoleranz, relativer Wert	[%]
t	Zeit	s
U	Mittlere Geschwindigkeit	m/s
v	Örtliche Geschwindigkeit	m/s
V	Volumen	m ³
y	Spezifische Energie	J/kg
z	Abstand zur Bezugsebene	m
η	Wirkungsgrad	Dimensionslose Zahl
θ	Temperatur	°C
λ	Rohrreibungsbeiwert	Dimensionslose Zahl
ν	Kinematische Zähigkeit	m ² /s
ρ	Dichte	kg/m ³
ω	Winkelgeschwindigkeit	rad/s

Tabelle 3 – Verzeichnis der als Indizes verwendeten Buchstaben und Zahlen

Index	Bedeutung
1	Eintritt
1'	Eintrittsseitiger Meßquerschnitt
2	Austritt
2'	Austrittsseitiger Meßquerschnitt
amb	Umgebung
D	Differenz, Bezugsniveau
f	Flüssigkeit in Meßrohren
G	garantiert
H	Förderhöhe der Pumpe
gr	Aggregat (Pumpe und Motor)
m	mittlere, r, s
M	Manometer
n	Drehzahl
P	Leistung
Q	Volumenstrom
sp	spezifiziert (vereinbart)
T	umgerechnet, Drehmoment
u	nutzbar
v	Dampf (Druck)
η	Wirkungsgrad

5 Durchführung der Versuche

5.1 Gegenstand der Versuche

5.1.1 Vertraglich festgelegte Versuche, Gegenstand dieser Internationalen Norm - Erfüllung der Garantie

Die Versuche haben den Zweck, die Leistung der Pumpe zu ermitteln und sie mit der Garantie des Herstellers zu vergleichen.

Die genannte Garantie für eine bestimmte Größe gilt als erfüllt, wenn die nach dieser Internationalen Norm durchgeführte Prüfung ergibt, daß die gemessene Leistung innerhalb der für die betreffende Größe festgesetzten Toleranz liegt (siehe Abschnitt 6).

Falls der NPSH-Wert garantiert wird, ist im Vertrag festzuhalten, ob er im Versuch nachgewiesen werden soll oder nicht. Wenn ja, muß die Art des Versuchs angegeben werden (s. Abschnitt 11.1.2).

Wird eine Anzahl identischer Pumpen bestellt, so ist die Anzahl der zu prüfenden Pumpen zwischen Käufer und Lieferant zu vereinbaren.

5.1.2 Zusätzliche Prüfungen

Während der Versuche kann festgestellt werden, ob das Verhalten der Pumpe in bezug auf die Packungs- und Lagertemperatur, Luft- und Wasserleckagen, den Geräuschpegel und Schwingungen zufriedenstellend ist (z.B. ISO 3740, ISO 3744, ISO 3745, ISO 3746, ISO 6081, ISO 2372 und ISO 3945¹⁾). Diese Überprüfungen sind nicht Bestandteil dieser Internationalen Norm.

5.2 Ablauf der Versuche

5.2.1.1 Versuche im Werk

Die Leistungsversuche sollen vorzugsweise im Herstellerwerk oder an einem zwischen Lieferant und Käufer vereinbarten Ort durchgeführt werden. Versuche in der Anlage müssen speziell vereinbart werden.

Sowohl der Käufer als auch der Lieferant haben das Recht, bei diesen Versuchen anwesend zu sein.

5.2.1.2 Versuche

Die Leistungsversuche können in der Anlage durchgeführt werden, vorausgesetzt den Vorschriften dieser Internationalen Norm wird genügt. Es hat sich jedoch gezeigt, daß die an den meisten Baustellen herrschenden Bedingungen eine strikte Einhaltung vorliegender Internationaler Norm nicht erlauben. In solchen Fällen sind Versuche vor Ort unter folgenden Voraussetzungen dennoch zulässig:

- a) Die Ungenauigkeiten, die sich bei einer Abweichung von den Vorschriften zwangsläufig ergeben, werden in angemessener Weise berücksichtigt
- b) Die Parteien legen diese vor Beginn der Versuche gemeinsam fest

5.2.2 Zeitpunkt der Versuche

Der Zeitpunkt der Versuche ist zwischen dem Lieferant und dem Käufer zu vereinbaren.

1) Spezielle Internationale Pumpennormen werden von ISO/TC 115 z.Z. untersucht.

5.2.7 Protokolle

Alle Versuchsprotokolle und Protokolldiagramme sind zunächst vom Versuchsleiter und anschließend vom Vertreter des Käufers bzw. Herstellers, von denen jeder eine Kopie aller Protokolle und Diagramme erhält, mit ihren jeweiligen Initialen zu versehen.

Die Auswertung der Versuchsergebnisse einschließlich eines Schaubildes mit der Kennlinie der Pumpe soll, so weit wie möglich, während der Durchführung der Versuche erfolgen, auf jeden Fall aber vor Abbau der Meßeinrichtung und Instrumente, so daß fraglich erscheinende Messungen sofort wiederholt werden können.

5.2.8 Versuchsbericht

Nach ihrer Überprüfung sind die Versuchsergebnisse in einem Bericht zusammenzufassen, der entweder nur vom Versuchsleiter oder aber von ihm und dem jeweiligen Vertreter des Herstellers und Käufers zu unterzeichnen ist.

Allen interessierten Parteien ist eine Kopie des Berichtes zu übergeben; dies ist eine wesentliche Bedingung für die Erfüllung des Vertrages.

Der Versuchsbericht soll die folgenden Angaben enthalten:

- a) Ort und Datum der Abnahmeprüfung;
- b) Name des Herstellers, Pumpentyp, Seriennummer und, wenn möglich, das Baujahr;
- c) Laufraddurchmesser, Schaufelwinkel oder andere Angaben zum Laufrad;
- d) die garantierten Kennwerte, Betriebsbedingungen während der Abnahmeprüfung;
- e) Merkmale der Antriebsmaschine der Pumpe;
- f) Skizze der Versuchsanordnung, Durchmesser der Meßquerschnitte, Beschreibung des Versuchsablaufes und der verwendeten Meßeinrichtung einschließlich der Kalibrierdaten;
- g) Ablesewerte;
- h) Auswertung und Analyse der Versuchsergebnisse;
- i) Schlußfolgerungen:
 - Vergleich der Versuchsergebnisse und der garantierten Größen;
 - Entscheidung darüber, ob die bestimmte Gebiete abdeckenden Garantien vollständig oder nur teilweise oder überhaupt nicht erfüllt worden sind;
 - Empfehlung, ob die Pumpe angenommen werden kann oder zurückgewiesen werden sollte und unter welchen Bedingungen; (falls die Garantien nicht völlig erfüllt wurden, liegt die endgültige Entscheidung über Annahme oder Ablehnung der Pumpe beim Käufer);
 - Stellungnahmen aufgrund von Maßnahmen, die in Verbindung mit besonderen Abmachungen ergriffen wurden.

Ein Meßprotokoll ist zur Anleitung in Anhang C dargestellt.

von durch die Versuchsanordnung verursachten Wirbeln ist und eine normale, symmetrische Geschwindigkeitsverteilung aufweist.

Starke Wirbelbildungen können durch folgende Maßnahmen verhindert werden:

- sorgfältige Auslegung des Versuchskreislaufes stromaufwärts des Meßquerschnittes;
- sinnvoller Einsatz eines Strömungsgleichrichters;
- zweckmäßige Anordnung der Anschlüsse zur Druckmessung, so daß ihr Einfluß auf die Messung gemindert wird.

Es wird empfohlen, auf den Einbau eines Drosselventils in der Saugleitung zu verzichten (siehe Abschnitt 5.4.4). Nichtsdestotrotz, falls dies nicht zu vermeiden ist, z.B. für Kavitationsversuche, sollten die geraden Rohrlängen zwischen dem Ventil und dem Pumpeneintritt in Übereinstimmung mit den Anforderungen von Abschnitt 11.2.1 sein.

5.3.2 Nachgebildete Versuchsanordnungen

Wird aus oben genannten Gründen beschlossen, eine Pumpe unter nachgebildeten Anlageverhältnissen zu prüfen, so ist der nachgebildete Kreislauf nicht zu verändern. Es ist jedoch wichtig, daß die Strömung bei Eintritt in den Kreislauf frei von starken, durch die Versuchsanordnung verursachten Wirbeln ist und eine symmetrische Geschwindigkeitsverteilung aufweist; es sind die nötigen Vorkehrungen zu treffen, um diese Bedingungen zu schaffen.

Für Versuche der Klasse 1 ist die Geschwindigkeitsverteilung der Einstromung in den nachgebildeten Kreislauf nötigenfalls sorgfältig durch Pitot-Rohre zu bestimmen, um so nachzuweisen, daß die geforderten Strömungsverhältnisse vorliegen. Ist dies nicht der Fall, so können die erforderlichen Strömungsverhältnisse durch geeignete Maßnahmen erreicht werden, wie etwa den Einbau eines Strömungsgleichrichters zur Korrektur der Strömungsunregelmäßigkeit (Wirbel oder Asymmetrie). Die Merkmale der gebräuchlichsten Strömungsgleichrichter (ZANKER, SPRENKLE, "Tube Bundle", AMCA, Etoile) sind in ISO 7194 enthalten. Es muß jedoch darauf geachtet werden, daß die Versuchsbedingungen nicht durch die in Verbindung mit bestimmten Strömungsgleichrichtern auftretenden hohen Druckverluste beeinträchtigt werden.

5.3.3 Pumpen, die zusammen mit anschließenden Rohrleitungsteilen geprüft werden

Falls vertraglich vereinbart, kann die Durchführung der genannten Versuche an einer Kombination der Pumpe

- 1) mit den anschließenden Rohrleitungsteilen in der Anlage oder
- 2) mit einer genauen Nachbildung hiervon oder
- 3) mit anschließenden Rohrleitungsteilen, die für Versuchszwecke angebracht und als ergänzender Bestandteil der Pumpe selbst angesehen werden

erfolgen.

Die Strömung am Eintritt und Austritt einer solchen Kombination soll die in Abschnitt 5.3.1 beschriebenen Erfordernisse erfüllen.

Die Messungen sind nach Abschnitt 8.2.2 durchzuführen.

5.3.4 Tauchpumpenaggregate (Unterwasseraufstellung)

Wird eine Pumpe oder eine Kombination von Pumpe und zugehörigen Rohrleitungsteilen so aufgestellt oder geprüft, daß die normalen, in Abschnitt 5.3.1 beschriebenen Rohranschlüsse infolge schlechter

5.4.2.2 Zulässige Schwankungen während der Ablesung und Anwendung von Dämpfung

5.4.2.2.1 Direkte optische Ablesung der von den Meßsystemen abgegebenen Signale

In Tabelle 4 sind für jede zu messende Größe die maximal zulässigen Schwankungsamplituden aufgeführt.

Verursachen die Bauart oder der Betrieb einer Pumpe Schwankungen von großer Amplitude, so können die Messungen mit Hilfe einer Dämpfungsvorrichtung in den Meßgeräten oder deren Anschlußleitungen durchgeführt werden, um die Schwankungsamplitude soweit zu verringern, daß sie die in Tabelle 4 angegebenen Werte nicht überschreitet.

Da es möglich ist, daß die Dämpfung die Genauigkeit der Ablesungen erheblich beeinträchtigt, ist eine symmetrische und lineare Dämpfungseinrichtung einzusetzen, z.B. ein Kapillarrohr, wodurch die Integration der Beobachtungen über mindestens eine volle Schwankungsperiode ermöglicht wird.

Tabelle 4 – Zulässige Schwankungsamplitude in Prozent des Mittelwertes der gemessenen Größe

Gemessene Größe	Zulässige Schwankungsamplitude	
	Klasse 1 %	Klasse 2 %
Volumenstrom Förderhöhe Drehmoment Leistung	± 3	± 6
Drehzahl	± 1	± 2

*Über/ab
530 ±
= 31,8
↑
wir. D.
0/1*

ANMERKUNGEN

1 – Bei Verwendung eines Differenzdruckmessers zur Messung des Volumenstromes beträgt die max. zulässige Schwankungsamplitude des abgelesenen Differenzdruckes ± 6 % bei Klasse 1 und ± 12 % bei Klasse 2.

2 – Wird die Druckhöhe am Eintritt und Austritt der Pumpe separat gemessen, so ist die max. zulässige Schwankungsamplitude im Verhältnis zur Pumpenförderhöhe zu errechnen.

5.4.2.2.2 Automatische Aufzeichnung oder Integration der von Meßsystemen abgegebenen Signale

Wenn die von den Meßsystemen abgegebenen Signale automatisch vom Meßgerät aufgezeichnet oder integriert werden, kann die maximal zulässige Schwankungsamplitude dieser Signale höher als der in Tabelle 4 angegebene Wert sein,

- a) wenn das verwendete Meßsystem über eine Integrationseinrichtung verfügt, die mit der geforderten Genauigkeit automatisch die für die Berechnung des Mittelwertes erforderliche Integration durchführt, und zwar über einen Integrationszeitraum, der deutlich länger ist, als die Ansprechzeit des jeweiligen Systems;
- b) wenn die für die Berechnung des Mittelwertes erforderliche Integration später durchgeführt werden kann, aufgrund der Dauer- oder Probeaufzeichnung des analogen Signals $x(t)$. (Die bei der Meßwertaufzeichnung herrschenden Bedingungen sollten im Versuchsbericht festgehalten werden.)

Falls die in Tabelle 5 angegebenen Werte nicht erreicht werden, müssen die Ursache festgestellt, die Bedingungen verbessert und ein vollständiger Satz neuer Ablesungen gemacht werden, d.h. alle ursprünglichen Ablesungen müssen verworfen werden. Keine einzelne Ablesung und keine Anzahl ausgewählter Ablesungen, die zu einem Satz Ablesungen gehören, dürfen verworfen werden, weil sie außerhalb der zulässigen Grenzen liegen.

Wenn die zu große Abweichung nicht durch einen Fehler im Meßverfahren oder durch Meßgeratefehler verursacht wurde und infolgedessen nicht beseitigt werden kann, dürfen die Fehlergrenzen nach der statistischen Fehlerermittlung errechnet werden.

5.4.3 Versuchsdrehzahl

Vorbehaltlich anderer Vereinbarungen können die Versuche zur Ermittlung des Volumenstromes, der Förderhöhe und des Leistungsbedarfs der Pumpe bei einer Versuchsdrehzahl durchgeführt werden, die im Bereich von 50 % der vereinbarten Drehzahl liegt. Es ist jedoch zu beachten, daß der Wirkungsgrad bei einer Drehzahl, die mehr als 20 % von der vereinbarten Drehzahl beeinträchtigt werden kann.

Für den Nachweis des Volumenstromes (Förderhöhe) sollte die Versuchsdrehzahl im Bereich von 80 % bis 120 % der vereinbarten Drehzahl liegen, vorausgesetzt, der Volumenstrom liegt in einem Bereich zwischen 50 % und 100 % des Volumenstromes bei der Versuchsdrehzahl entsprechenden Wirkungsgrad bei der Versuchsdrehzahl entsprechenden

ANMERKUNG – Für Versuche nach den Anforderungen der Abschnitte 11.1.2.1 und 11.1.2.2 ist die oben erwähnte Abweichung in allen Fällen zulässig. Für Versuche nach den Anforderungen des Abschnittes 11.1.2.3 ist sie nur bei Pumpen mit einer Kennzahl für die Schnellläufigkeit K kleiner oder gleich 2 zulässig. Für Pumpen mit einer Kennzahl für die Schnellläufigkeit K größer als 2 muß eine besondere Vereinbarung zwischen den beteiligten Parteien getroffen werden.

5.4.4 Einstellen der Förderhöhe der Pumpe

Die Versuchsbedingungen können, neben anderen Methoden, durch Drosselung in der Einlaufleitung oder Druckleitung oder in beiden zusammen hergestellt werden. Bei Drosselung in der Einlaufleitung muß die Möglichkeit der Kavitation oder des Ausscheidens von Luft aus dem Wasser in Betracht gezogen werden; dadurch können der Betrieb der Pumpe, die Volumenstrommeßeinrichtung oder beide beeinträchtigt werden (siehe Abschnitt 11.2.1).

5.4.5 Versuche an Pumpen zur Förderung anderer Flüssigkeiten als reinen, kalten Wassers

Die Leistung einer Pumpe kann sich in Abhängigkeit von der Beschaffenheit der Förderflüssigkeit erheblich ändern. Obwohl es nicht möglich ist, allgemeingültige Regeln anzugeben, nach denen aus den Leistungsdaten für reines, kaltes Wasser die Leistung bei Förderung anderer Flüssigkeiten vorherbestimmt werden kann, ist es für beide Parteien oft wünschenswert, Erfahrungsregeln für den speziellen Fall zu vereinbaren und die Pumpe mit reinem, kaltem Wasser zu prüfen. Die Anhänge G und H enthalten Hilfsrichtlinien.

5.4.5.1 Eigenschaften des "reinen, kalten Wassers"

Die Eigenschaften des in dieser Internationalen Norm als "reines, kaltes Wasser" bezeichneten Wassers sollen innerhalb der in Tabelle 6 angegebenen Grenzen liegen.

6 Auswertung der Versuchsergebnisse

6.1 Umrechnung der Versuchsergebnisse auf die Garantiebedingungen

Die zur Überprüfung der vom Hersteller garantierten Daten erforderlichen Größen sind in Abschnitt 4.1 angegeben und werden im allgemeinen unter Bedingungen gemessen, die mehr oder weniger von denjenigen abweichen, die der Garantie zugrundeliegen.

Um festzustellen, ob die Garantie erfüllt worden wäre, wenn die Versuche unter den Garantiebedingungen durchgeführt worden wären, müssen die unter anderen Bedingungen gemessenen Größen auf diese Garantiebedingungen umgerechnet werden.

6.1.1 Umrechnung der Versuchsergebnisse auf die vereinbarte Drehzahl oder Frequenz und Dichte

Alle Meßwerte, die bei einer von der vereinbarten Drehzahl n_{sp} abweichenden Drehzahl n ermittelt wurden, müssen auf die vereinbarte Drehzahl n_{sp} umgerechnet werden.

Falls die Abweichung der Versuchsdrehzahl n von der vereinbarten Drehzahl n_{sp} die in Abschnitt 5.4.3 genannten zulässigen Abweichungen nicht überschreitet und falls die Abweichung der Versuchsflüssigkeit von der vereinbarten Flüssigkeit innerhalb der in Abschnitt 5.4.5.2 niedergelegten Grenzen liegt, können die Meßwerte für den Volumenstrom Q , die Förderhöhe H , den Leistungsbedarf P und den Wirkungsgrad η wie folgt umgerechnet werden:

$$Q_T = Q \frac{n_{sp}}{n}$$

$$H_T = H \left(\frac{n_{sp}}{n} \right)^2$$

$$P_T = P \left(\frac{n_{sp}}{n} \right)^3 \cdot \frac{\rho_{sp}}{\rho}$$

$$\eta_T = \eta$$

und die Ergebnisse für den NPSH-Wert können mittels folgender Gleichung umgerechnet werden:

$$(NPSH_T) = (NPSH) \left(\frac{n_{sp}}{n} \right)^x$$

Als erste Näherung für den NPSH kann der Wert $x=2$ eingesetzt werden, falls die vereinbarten Bedingungen in Abschnitt 5.4.3 für die Drehzahl und den Volumenstrom erfüllt worden sind und der physikalische Zustand der Flüssigkeit am Laufradeintritt eine Beeinträchtigung des Betriebsverhaltens der Pumpe aufgrund von Gasausscheidung ausschließt.

Läuft die Pumpe im Bereich ihrer Kavitationsgrenzen oder ist die Abweichung der Versuchsdrehzahl von der vereinbarten Drehzahl größer als in Abschnitt 5.4.3 niedergelegt, so können diese Erscheinungen beispielsweise durch thermodynamische Effekte, die Änderung der Oberflächenspannung oder den unterschiedlichen Gehalt an gelöster oder absorbierter Luft beeinflusst werden. Für den Exponent x kamen

6.2.3 Maximal zulässige systematische Meßunsicherheit

Der Fehler einer Messung ist teilweise auf die dem Meßgerät oder Meßverfahren eigene Restunsicherheit zurückzuführen. Sind alle bekannten Fehler durch Kalibrierung, sorgfältiges Ausmessen der Abmessungen, korrekte Installation, usw. beseitigt worden, bleibt immer noch ein Fehler, der nicht verschwindet und auch nicht durch Wiederholung der Messungen abgeschwächt werden kann, wenn dasselbe Meßgerät und dasselbe Meßverfahren angewandt werden. Diese Komponente des Fehlers wird als "systematische Unsicherheit" bezeichnet.

Die Abschnitte 7 bis 11 beschreiben verschiedene Meßverfahren und -geräte, die zur Ermittlung des Volumenstromes, der Förderhöhe, der Drehzahl, des Leistungsbedarfes der Pumpe und des NPSH-Wertes in dem für Versuche der Klasse 1 und 2 erforderlichen Genauigkeitsbereich zu verwenden sind.

Meßgeräte oder Verfahren, von denen aufgrund von Kalibrierung oder Verweis auf andere Normen bekannt ist, daß ihre systematische Meßunsicherheit nicht größer ist als die in Tabelle 8 aufgeführten zulässigen Höchstwerte, können verwendet werden. Diese Geräte und Verfahren sind von den betreffenden Parteien zu genehmigen.

Tabelle 8 – Zulässige Werte für systematische Meßunsicherheiten.

Größe	Zulässiger Wert	
	Klasse 1 %	Klasse 2 %
Volumenstrom	± 1,5	± 2,5
Drehzahl	± 0,35	± 1,4
Drehmoment	± 0,9	± 2,0
Förderhöhe der Pumpe	± 1,0	± 2,5
Leistungsbedarf des Motors	± 1,0	± 2,0

6.2.4 Gesamtmeßunsicherheit

Eine andere Fehlerquelle, der "Zufallsfehler", der entweder auf die Eigenschaften des Meßsystems oder auf Veränderungen der Meßgröße oder beides zurückzuführen ist, zeigt sich unmittelbar als Streuung der Messungen. Im Gegensatz zur systematischen Unsicherheit kann dieser Fehler abgeschwächt werden, indem für eine bestimmte Größe mehrere Messungen unter unveränderten Bedingungen durchgeführt werden.

Die Gesamtmeßunsicherheit ist mit Hilfe der Quadratwurzel aus der Summe der Quadrate der systematischen und Zufallsunsicherheiten zu errechnen.

Die Gesamtmeßunsicherheiten werden soweit wie möglich nach dem Versuch unter Berücksichtigung der versuchsrelevanten Meß- und Betriebsbedingungen ermittelt.

Wenn die Empfehlungen über systematische Meßunsicherheiten in Abschnitt 6.2.3 und alle in dieser Internationalen Norm hinsichtlich des Prüfverfahrens enthaltenen Anforderungen eingehalten werden, kann davon ausgegangen werden, daß die sich aus der Verbindung der systematischen Unsicherheit mit der Zufallsunsicherheit ergebende Gesamtmeßunsicherheit (basierend auf 95 % Vertrauensgrenze) die in Tabelle 9.1 niedergelegten Höchstwerte nicht überschreitet.

Tabelle 9.2 – Ergebniswerte der Gesamtunsicherheit für den Wirkungsgrad

Größe	Formelzeichen	Klasse 1 %	Klasse 2 %
Wirkungsgrad des Motor-Pumpen-aggregates (berechnet aus Q , H und P_{gr})	$e_{\eta_{gr}}$	$\pm 2,9$	$\pm 6,1$
Pumpenwirkungsgrad (berechnet aus Q , H , T und n)	e_{η}		
Pumpenwirkungsgrad (berechnet aus Q , H , P_{gr} und η_{mot})	e_{η}	$\pm 3,2$	$\pm 6,4$

ANMERKUNG – Berücksichtigung weiterer Unsicherheiten bezogen auf Verluste siehe Abschnitt 10.3.

Die in Tabellen 9.1 und 9.2 angegebenen Unsicherheiten stellen die möglichen Abweichungen des gemessenen Wertes einer Größe von ihrem wahren Wert dar.

6.3 Werte der Toleranzfaktoren

Jede Pumpe ist aufgrund von Herstellerunsicherheiten während der Fertigung geometrischen Abweichungen von den Fertigungszeichnungen unterworfen.

Beim Vergleich der Testergebnisse mit garantierten Werten (Betriebspunkte) müssen Toleranzen erlaubt sein, die die möglichen Abweichungen in den Betriebsdaten zwischen der tatsächlichen Pumpe und einer Pumpe ohne Herstellungsgenauigkeiten beinhalten.

Es soll herausgestellt werden, daß diese Toleranzen im Betriebsverhalten der Pumpen von der Pumpe und nicht von den Versuchsbedingungen und der Meßgenauigkeit abhängen.

Um den Nachweis des Erreichens der garantierten Werte zu vereinfachen wird die Einführung von Toleranzfaktoren empfohlen. Aufgrund des Einflusses der geometrischen Abweichungen (Herstellfehler) auf die unterschiedlichen Meßgrößen und die unterschiedlichen Meßgenauigkeiten, müssen verschiedene Werte eingesetzt werden.

Diese Toleranzfaktoren $\pm t_Q$, $\pm t_H$ und $\pm t_{\eta}$ für Volumenstrom, Förderhöhe der Pumpe und Pumpenwirkungsgrad sind auf den Garantiepunkt Q_G , H_G anzuwenden.

Wurde keine spezielle Vereinbarung über die anzuwendenden Werte getroffen, sind die in Tabelle 10 genannten Werte zu verwenden.

Tabelle 10 – Werte der Toleranzfaktoren

Größe	Formelzeichen	Klasse 1 %	Klasse 2 %
Volumenstrom	t_Q	$\pm 4,5$	± 8
Förderhöhe der Pumpe	t_H	± 3	± 5
Pumpenwirkungsgrad	t_{η}	-3	-5

Andere, z.B. nur durch positive Toleranzfaktoren angegebene Toleranzbereiche können vertraglich vereinbart werden.

ISO 2548, C $Q = \pm 7$
 $H = \pm 4$
 $\eta = 0,95$

6.4.2 Nachweis des garantierten NPSH-Wertes

Zur Überprüfung der Auswirkungen der Kavitation und des garantierten NPSH-Wertes sind alle Vorschriften in Abschnitt 11.1 zu befolgen.

6.5 Das Erreichen vereinbarter Kennwerte

6.5.1 Verringerung des Laufraddurchmessers

Ergibt der Versuch, daß die Pumpenkennwerte über den vereinbarten Werten liegen, wird im allgemeinen der Laufraddurchmesser verringert.

Ist die Differenz zwischen den vereinbarten Werte und den Meßwerten gering, können neue Versuchsreihen durch die Anwendung von Proportionalitätsregeln vermieden werden, durch welche die Berechnung der neuen Kennwerte ermöglicht wird.

Über die Anwendung dieser Methode und die praktischen Voraussetzungen für eine Verringerung des Laufraddurchmessers haben die beteiligten Parteien eine Vereinbarung zu treffen.

Anhang F dieser Norm gibt einige Hinweise, die angewandt werden können, wenn die Verringerung des mittleren Laufradaustrittsdurchmessers bei Pumpen, bei denen die Kennzahl für die Schnellläufigkeit $K \leq 1,5$ ist, 5 % nicht überschreitet.

6.5.2 Drehzahlabweichungen

Wenn eine Pumpe mit drehzahlregelbarem Antrieb die Garantie nicht erfüllt oder überschreitet, können die Versuchspunkte für eine andere Drehzahl unter der Voraussetzung, daß die für Dauerbetrieb zulässige maximale Drehzahl nicht überschritten wird, neu berechnet werden. Wurde keine spezielle Vereinbarung getroffen, kann für die maximal zulässige Drehzahl der Wert $1,02 n_{sp}$ verwendet werden. In diesem Fall ist kein neuer Versuch erforderlich.

7 Messung des Volumenstromes

7.1 Messung durch Wiegen

Die Internationale Norm ISO 4185 enthält alle wichtigen Informationen über die Messung von Flüssigkeitsströmen durch Wiegen.

Die Methode der Messung des Flüssigkeitsstromes durch Wiegen, bei der lediglich der Mittelwert des Volumenstromes während der zur Füllung des Behälters benötigten Zeit angegeben wird, kann als genaueste Methode der Volumenstrommessung betrachtet werden.

Bei dieser Methode können Fehler auftreten, die mit dem Wiegen zusammenhängen, mit dem Messen der Einfüllzeit, der Bestimmung der Dichte unter Berücksichtigung der Flüssigkeitstemperatur und es können auch Fehler auftreten in Verbindung mit dem Ein- und Ausschwenken des Flüssigkeitsstrahles (statische Methode) oder mit dynamischen Phänomenen zum Zeitpunkt des Wiegens (dynamische Methode).

7.2 Behälter-Messung

Die Internationale Norm ISO 8316 enthält alle wichtigen Informationen über die Messung des Flüssigkeitsstromes durch Behälter-Messung.

Die Methode der Behälter-Messung ist von der Genauigkeit her mit der Messung durch Wiegen vergleichbar und liefert ebenfalls nur den Mittelwert des Volumenstromes während der zum Füllen des Meßbehälters benötigten Zeit.

Bei Anwendung dieser Norm darf die kleinste Skalenteilung der zur Messung der Drückhöhe verwendeten Meßgeräte nicht größer sein als der Wert, der 1,5 % des zu messenden Volumenstroms entspricht.

7.5 Geschwindigkeitsmessung innerhalb eines Meßquerschnittes

Diese Methoden werden in ISO 3354 und ISO 3966 behandelt, die sich mit der Messung von Flüssigkeitsströmen in geschlossenen Rohrleitungen mit Hilfe von Strömungsmessern bzw. Pitotrohren befassen. Diese Normen enthalten alle wichtigen Angaben über die Anwendung, Auswahl und Bedienung des Gerätes. Messung örtlicher Geschwindigkeiten und Berechnung des Volumenstroms durch Integration der Geschwindigkeitsverteilung.

Diese Verfahren sind so aufwendig, daß sie nicht für Versuche der Klasse 2 geeignet sind; mitunter sind sie aber die einzigen anwendbaren Verfahren bei Versuchen der Klasse 1 für Pumpen mit großen Fördermengen.

Außer in sehr langen Rohrleitungssystemen ist es vorzusehen, den Meßquerschnitt stromaufwärts der Pumpe anzuordnen, um so zu starke Turbulenzen und Wirbelbildungen zu vermeiden.

7.6 Spurelementmethoden

Diese Methoden betreffen die Volumenstrommessung in Rohrleitungen und unterliegen den Bestimmungen der Norm ISO 2975, die in ihren verschiedenen Teilen sowohl das Verdünnungsverfahren (Methode der Einspritzung eines konstanten Durchsatzes) als auch das Durchflußzeitverfahren behandelt; bei beiden Methoden werden entweder radioaktive oder chemische Spurelemente verwendet.

Was die Geschwindigkeitsmessung innerhalb eines Meßquerschnittes betrifft, so sind die Spurelementmethoden nur für Versuche der Klasse 1 angebracht. Sie sollten nur von Fachpersonal angewandt werden und es ist zu beachten, daß für die Verwendung radioaktiver Spurelemente bestimmte Einschränkungen gelten.

7.7 Andere Methoden

Geräte wie etwa Turbinen, elektromagnetische Strömungsmesser oder sogar Ultraschallströmungsmesser oder Strömungsmesser für veränderliche Meßquerschnitte können, auch wenn sie noch nicht genormt worden sind (ISO 9104 für elektromagnetische Strömungsmesser wird voraussichtlich 1990 veröffentlicht), unter der Voraussetzung verwendet werden, daß sie zuvor mit Hilfe eines der in Abschnitt 7.1 oder 7.2 beschriebenen grundlegenden Verfahren geeicht worden sind. Bei festem Einbau auf einer Versuchsplattform muß die Möglichkeit gegeben sein, die Eichung in regelmäßigen Zeitabständen zu überprüfen.

Die Eichung muß sich auf den gesamten Strömungsmesser und die zugehörigen Meßsysteme erstrecken. Die Eichung sollte in der Regel unter den tatsächlichen Betriebsbedingungen (Druck, Temperatur, Wasserqualität usw.) wie sie während des Versuchs herrschen, durchgeführt werden. Es ist darauf zu achten, daß der Strömungsmesser während des Versuchs keinen Kavitationsangriffen ausgesetzt ist.

Turbinen und elektromagnetische Strömungsmesser erfordern stromaufwärts keine besonders langen geraden Rohrstrecken (eine dem fünffachen Rohrdurchmesser entsprechende Länge ist in den meisten Fällen ausreichend) und erreichen eine sehr hohe Genauigkeit. Ultraschallströmungsmesser reagieren sehr empfindlich auf die Geschwindigkeitsverteilung und müssen unter ihren tatsächlichen Betriebsbedingungen geeicht werden. Die Verwendung von Strömungsmessern für veränderliche Meßquerschnitte sollte auf Versuche der Klasse 2 beschränkt werden.

$$\begin{aligned}
 H &= H_2 - H_1 \\
 &= z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} \\
 &= z_2' - z_1' + \frac{p_2' - p_1'}{\rho \cdot g} + \frac{U_2'^2 - U_1'^2}{2g} - H_{J1} + H_{J2}
 \end{aligned}$$

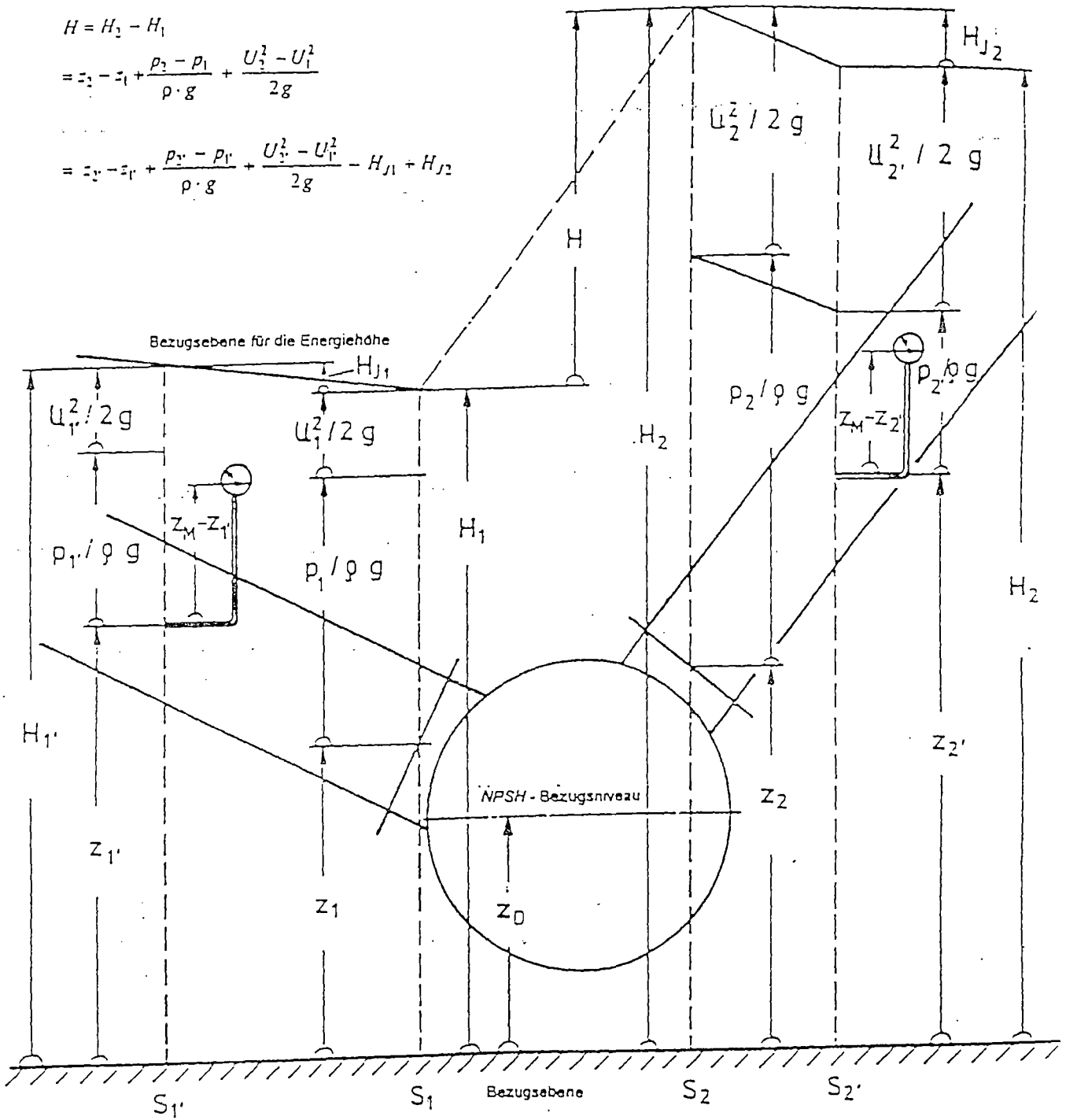


Abbildung 2a) – Bestimmung der Förderhöhe der Pumpe

Durch die schräge Position der Pumpe soll gezeigt werden, daß z_1 und z_1' bzw. z_2 und z_2' verschieden sein können, was bedeutet, daß auch die entsprechenden Drücke unterschiedlich sind.

8.1.2 Verschiedene Meßverfahren

Je nach Einbaubedingungen der Pumpe und Verlauf des Kreislaufs läßt sich die Förderhöhe der Pumpe entweder durch getrenntes Messen der Energiehöhe im Eintrittsquerschnitt und Austrittsquerschnitt bestimmen oder durch Messen des Differenzdruckes zwischen Eintritts- und Austrittsseite und gegebenenfalls nachträgliches Addieren der Geschwindigkeitshöendifferenz (siehe Abb. 8).

Die Förderhöhe läßt sich auch aus Druckmessungen in Rohrleitungen oder Wasserspiegelmessungen in Behältern ableiten. Die Abschnitte 8.3 und 8.4 behandeln die Wahl und Anordnung der Meßquerschnitte, die unterschiedlichen Meßgeräte, die verwendet werden können und die Bestimmung der Geschwindigkeitshöhe.

8.1.3 Meßunsicherheit

Zur Feststellung der Meßunsicherheit bei der Ermittlung der Förderhöhe der Pumpe sollen die berechneten Unsicherheiten jeder Komponente, aus der sie sich zusammensetzt, addiert werden. Diese Berechnungsweise hängt daher von den angewandten Meßverfahren ab und es können lediglich allgemeine Angaben über die verschiedenen, möglichen Fehler gemacht werden:

- Die Fehler in Verbindung mit der Höhe sind im allgemeinen im Vergleich zu anderen Fehlerquellen vernachlässigbar.
- Die Fehler in Verbindung mit der Geschwindigkeitshöhe entstehen einerseits durch Fehler bei der Messung des Volumenstromes und des Meßquerschnittes und andererseits dadurch, daß man, wenn man $U/2g$ als Wert für die mittlere Geschwindigkeitshöhe annimmt, nur einen Näherungswert erhält, der umso genauer wird, je gleichmäßiger die Geschwindigkeitsverteilung wird. Daher können diese Fehler für Pumpen mit geringer Förderhöhe als relativer Wert bedeutend sein.
- Die Fehler bei der Flüssigkeitsspiegel- oder Druckmessung sind von Fall zu Fall zu ermitteln, indem nicht nur das Meßgerät, sondern auch die Anwendungsbedingungen (Qualität der Druckmeßstellen, Wasserundurchlässigkeit der Verbindungsrohre, ...) und die Eigenschaften der Strömung (Ungleichmäßigkeit, Schwankungen, Druckverteilung, ...) berücksichtigt werden.

8.2 Definition der Meßquerschnitte

8.2.1 Prüfung der Pumpe in einer genormten Anlage

8.2.1.1 Eintrittsseitiger Meßquerschnitt

012
Wird eine Pumpe in einer genormten Versuchsanordnung geprüft, wie in Abschnitt 5.3.1 beschrieben, so muß der Abstand des eintrittsseitigen Meßquerschnittes vom Pumpeneintrittsflansch normalerweise das Zweifache des Durchmessers betragen, wenn die Länge der Saugleitung dies zuläßt. Reicht der vorhandene gerade Rohrabschnitt nicht aus (zum Beispiel bei kurzer Saugglocke), so sollen die vor und hinter dem Meßquerschnitt liegenden Rohrabschnitte so aufgeteilt werden, daß die bestehenden Verhältnisse optimal genutzt werden, zum Beispiel im Verhältnis 2:1.

Der eintrittsseitige Meßquerschnitt soll in einem geraden Rohrabschnitt koaxial zum Eintrittsflansch der Pumpe angeordnet werden und denselben Durchmesser wie der Flansch haben, so daß die Strömungsbedingungen soweit als möglich den Empfehlungen in Abschnitt 5.3.1 entsprechen. Befindet sich in kurzer Entfernung stromaufwärts des Meßquerschnittes ein Krümmer und werden nur eine oder zwei Meßbohrungen zum Messen der Drücke verwendet (Versuche der Klasse 2), soll die Meßbohrung senkrecht zur Krümmerebene stehen.

Bei Versuchen der Klasse 2 kann es, wenn das Verhältnis der eintrittsseitigen Geschwindigkeitshöhe zur Förderhöhe der Pumpe sehr gering ist (unter 0,5 %) und die Kenntnis der Energiehöhe im Eintrittsquerschnitt der Pumpe selbst nicht sehr wichtig ist (wie dies nicht bei NPSH-Versuchen der Fall ist), ausreichen, wenn die Meßbohrungen (siehe 8.4.1) auf dem Eintrittsflansch selbst angeordnet sind und nicht stromaufwärts in einer Entfernung, die das Zweifache des Durchmessers beträgt.

8.2.1.2 Austrittsseitiger Meßquerschnitt

Der Abstand des austrittsseitigen Meßquerschnittes vom Pumpenaustrittsflansch muß normalerweise das Zweifache des Durchmessers betragen. Bei Pumpen, deren Geschwindigkeitshöhe weniger als 5 % der Förderhöhe der Pumpe beträgt, kann der austrittsseitige Meßquerschnitt bei Versuchen der Klasse 2 am Austrittsflansch angeordnet werden.

Der austrittsseitige Meßquerschnitt sollte in einem geraden Rohrabschnitt angeordnet werden, der koaxial zum Austrittsflansch der Pumpe liegt und denselben Durchmesser hat. Werden nur ein oder zwei Meßbohrungen verwendet (Versuche der Klasse 2), sollten diese senkrecht zur Ebene des Spiralgehäuses oder senkrecht zur Ebene von im Pumpengehäuse befindlichen Krümmern stehen (siehe Abb. 4).

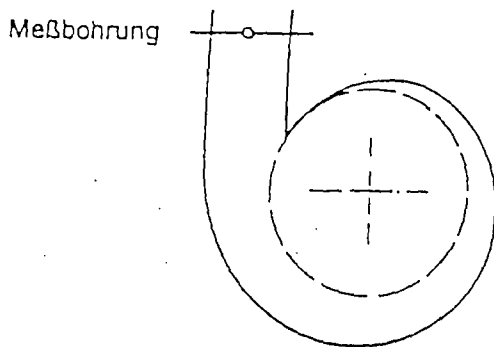


Abbildung 4 – Meßbohrung senkrecht zur Spiralgehäuse- bzw. Krümmerebene

Die Energiehöhe im Austrittsquerschnitt der Pumpe wird aus der Druckhöhe, aus der Höhe des Meßpunktes über der Bezugsebene und aus der Geschwindigkeitshöhe abgeleitet, die berechnet wird, als ob in der Druckleitung eine gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung vorherrschen würde. Die Bestimmung der Energiehöhe kann durch einen durch die Pumpe verursachten Wirbel oder durch eine unregelmäßige Geschwindigkeits- oder Druckverteilung beeinflusst werden. Die Meßbohrung kann in diesem Fall weiter stromabwärts angeordnet werden; die Verlusthöhe zwischen dem Austrittsflansch und dem Meßquerschnitt muß jedoch berücksichtigt werden (siehe 8.2.4).

8.2.2 Prüfung von Pumpen mit den anschließenden Rohrleitungsteilen

Falls eine Pumpe mit allen oder einem Teil ihrer anschließenden stromaufwärts und stromabwärts angeordneten Rohrleitungsteilen geprüft wird, die als Bestandteil der Pumpe betrachtet werden, so beziehen sich die Bestimmungen des Abschnittes 8.2.1 auf den Eintritts- und Austrittsflansch der Rohrleitungsteile und nicht auf den Eintritts- und Austrittsflansch der Pumpe. Bei diesem Verfahren wird die Pumpe mit allen durch die Rohrleitungsteile verursachten Verlusthöhen belastet.

Bezieht sich die Vertragsgarantie nur auf die Leistung der Pumpe, sollen die Reibungsverlusthöhen und möglicherweise die örtlichen Verlusthöhen zwischen dem Meßquerschnitt zur Messung der Energiehöhe im Eintrittsquerschnitt der Pumpe und dem Eintrittsflansch (H_{J1}) und zwischen dem Austrittsflansch und dem Meßquerschnitt zur Messung der Energiehöhe im Austrittsquerschnitt der Pumpe (H_{J2}) nach dem in Abschnitt 8.2.4 beschriebenen Verfahren bestimmt und bei der Berechnung der Förderhöhe der Pumpe berücksichtigt werden.

Das gleiche gilt, wenn die Rohrleitungsteile zur Versuchsanordnung und nicht zur Pumpe gehören.

Der Wert von λ sollte abgeleitet werden aus

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,7 D} \right]$$

wonn die relative Rauigkeit

$$\frac{k}{D} = \frac{\text{absolute Rauigkeit}}{\text{Rohrdurchmesser}} \quad (\text{dimensionslose Zahl}) \text{ ist.}$$

Anhang K zeigt, ob eine Korrektur nötig ist und wie diese gegebenenfalls berechnet werden muß.

Gibt es Widerstände in der Rohrleitung, ist sie nicht gerade und nicht von gleichbleibend kreisrundem Querschnitt, muß die vorzunehmende Korrektur nach einer speziell im Vertrag niederzulegenden Vereinbarung erfolgen.

8.3 Wasserstandsmessung

8.3.1 Anordnung des Meßquerschnittes

In der Meßanlage muß die Strömung gleichmäßig sein und es darf keine örtlichen Störungen geben. Wird die freie Wasseroberfläche durch kleine Wellen oder Gegenströmung gestört, so kann, je nach Art des verwendeten Meßgerätes, die Bereitstellung eines Beruhigungsbeckens oder Beruhigungsbehälters notwendig sein, die über ein Lochblech mit dem Wasserbecken in Verbindung stehen; die Löcher müssen schmal genug sein (ungefähr 3 bis 5 mm im Durchmesser), um die Druckschwankungen zu dämpfen.

8.3.2 Meßgerät

Verschiedene Wasserstandsmeßgeräte können je nach den Gegebenheiten (freie Oberfläche zugänglich, gleichmäßig oder gestört, ...) und der erforderlichen Genauigkeit im Hinblick auf die Förderhöhe der Pumpe verwendet werden. Am gebräuchlichsten sind folgende Geräte:

- Vertikal- oder Schrägrohrmanometer, entlang einer Wand angebracht;
- Punkt- oder Hakenmanometer, die unbedingt ein Beruhigungsbecken und einen nahe über der freien Oberfläche angebrachten Stützrahmen benötigen;
- Plattenmanometer, bestehend aus einer horizontalen Metallscheibe, die an einem mit Skalenteilstrichen versehenen Stahlband aufgehängt ist;
- Schwimmermanometer, nur zur Verwendung in einem Beruhigungsbecken;
- Flüssigkeitsmanometer zum Messen des Absolut- oder Differenzdruckes, wie in Abschnitt 8.4.3.1 beschrieben;
- Blasengerät, das mit Druckluft arbeitet;
- Tauchdruckgeber.

Die letzten drei Meßgeratearten sind insbesondere geeignet, wenn die freie Wasseroberfläche unzugänglich ist.

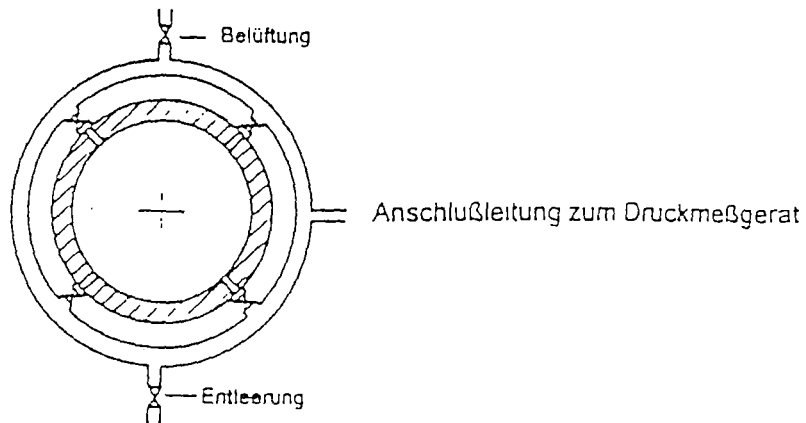
In der Internationalen Norm ISO 4373 sind diese Geräte beschrieben.

8.4 Druckmessungen

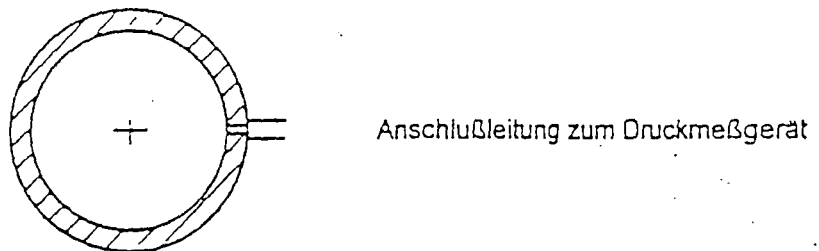
8.4.1 Meßbohrungen

Für Versuche der Klasse 1 werden vier Bohrungen zur Messung der statischen Drücke symmetrisch am Umfang jedes Meßquerschnittes angeordnet (siehe Abb. 6a).

Für Versuche der Klasse 2 genügt normalerweise eine Meßbohrung pro Meßquerschnitt; besteht jedoch die Möglichkeit, daß die Strömung durch Wirbel oder Unregelmäßigkeiten gestört wird, sind u.U. zwei oder mehr Meßbohrungen nötig (siehe Abb. 6b).



- a) Klasse 1:
4 durch eine Ringleitung verbundene Meßbohrungen



- b) Klasse 2:
1 Meßbohrung (oder 2 einander gegenüberliegende Bohrungen)

Abbildung 6 – Meßbohrungen zur Druckmessung für Klassen 1 und 2

Außer wenn in besonderen Fällen die Anordnung der Meßbohrungen durch die Auslegung des Kreislaufes vorgegeben wird (siehe 8.2.1.1 und 8.2.1.2) sollten die Meßbohrungen nicht am oder in der Nähe des tiefsten oder höchsten Punktes des Querschnittes angebracht werden.

Bohrungen zur Messung statischer Drücke müssen den Anforderungen der Abbildung 7 entsprechen; außerdem dürfen sie keine Grate und Unebenheiten aufweisen und müssen bündig mit der Rohinnenwand abschneiden und senkrecht zu ihr stehen.

Der Durchmesser der Meßbohrung darf zwischen 3 und 6 mm liegen oder 1/10 des Rohrdurchmessers betragen, je nachdem, welcher Wert kleiner ist. Die Länge der Meßbohrung muß mindestens das Zweieinhalbfache des Durchmessers betragen.

Die Innenwand des mit den Meßbohrungen versehenen Rohres muß sauber, glatt und beständig gegen chemischen Angriff durch die Förderflüssigkeit sein. Ist die Innenwand mit einem Anstrich oder einer Schutzschicht versehen, so muß dieser Überzug eine unversehrte Oberfläche aufweisen. Weist das Rohr eine Längsschweißnaht auf, so muß die Meßbohrung so weit wie möglich von der Schweißnaht entfernt liegen.

Sind mehrere Meßbohrungen vorhanden, so müssen diese durch Absperrhähne mit einer Ringsammelleitung verbunden werden, deren Querschnitt nicht kleiner ist als die Summe der Querschnitte der Meßbohrungen, so daß nötigenfalls der Druck an jeder Bohrung gemessen werden kann. Vor Beginn der Ablesungen muß der Druck unter den normalen Versuchsbedingungen der Pumpe gemessen werden, wobei die Meßbohrungen nacheinander einzeln geöffnet werden. Weicht eine Ablesung im Hinblick auf den arithmetischen Mittelwert der vier Messungen mehr als 0,5 % von der Förderhöhe ab oder beträgt die Abweichung mehr als einmal die Geschwindigkeitshöhe im Meßquerschnitt, so ist der Grund für diese Streuung festzustellen und die Meßbedingungen sind vor Beginn des eigentlichen Versuches zu korrigieren.

ANMERKUNG – Werden dieselben Meßbohrungen für NPSH-Messungen verwendet, so soll diese Abweichung nicht größer sein als 1 % des NPSH-Wertes oder einmal die Energiehöhe im Eintrittsquerschnitt der Pumpe.

Der Innendurchmesser der Rohrleitungen zwischen den Meßbohrungen und eventuell vorhandenen Dämpfungseinrichtungen (siehe Abschnitt 5.4.2.2) sowie den Meßgeräten muß mindestens so groß sein wie der Durchmesser der Meßbohrungen. Die Einrichtung muß frei von Leckstellen sein.

Hochpunkte in den Anschlußleitungen müssen mit einem Luftablaßventil versehen werden, um den Einschluß von Luftblasen während der Messungen zu verhindern.

Wenn es möglich ist, ist die Verwendung durchsichtiger Rohre vorzuziehen, um so die in der Verbindungsleitung enthaltene Luftmenge festzustellen. Einzelheiten und Hinweise über die Anschlußleitungen sind in ISO 2186 enthalten.

8.4.2 Korrektur von Höhenunterschieden

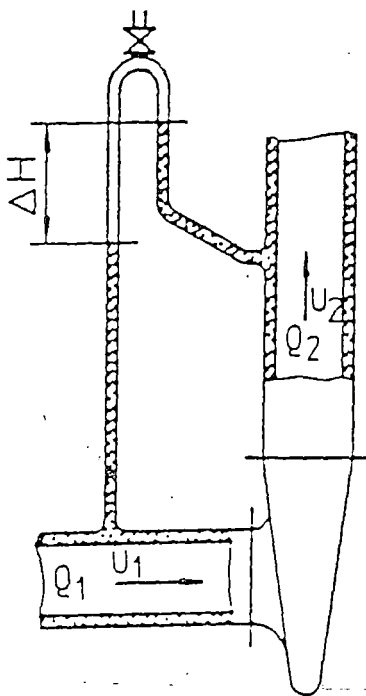
Die Korrektur des Druckablesewertes P_M für den Höhenunterschied ($z_M - z$) zwischen der Mitte des Meßquerschnittes und der Bezugsebene des Druckmeßgerätes hat nach folgender Formel zu erfolgen:

$$p = p_M + \rho_f \cdot g \cdot (z_M - z)$$

worin ρ_f die Dichte der Flüssigkeit in der Verbindungsleitung ist.

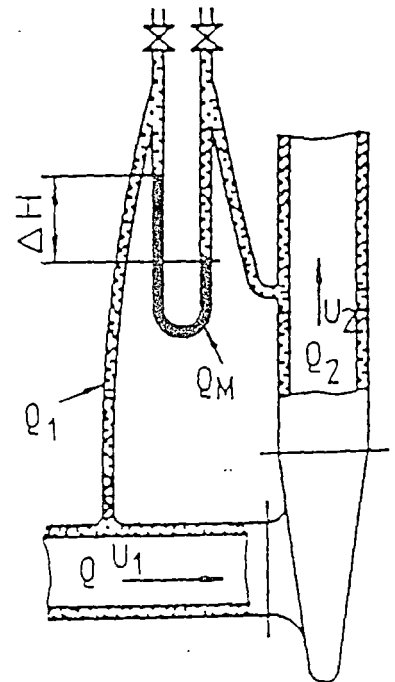
ANMERKUNG – Es ist sicherzustellen und zu zeigen, daß die Verbindungsleitung in ihrer gesamten Länge dieselbe Flüssigkeit enthält. Eventuelle Fehler werden durch kurze horizontale Verbindungsrohre ($z_M - z \approx 0$) abgeschwächt.

Die Zeichnung stellt nur das Prinzip dar, aber nicht alle technischen Einzelheiten.



$$H = \Delta H + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$$

a) Mit Luft und Wasser arbeitendes
Differenzdruckmanometer



$$H = \frac{\rho_M - \rho}{\rho} \Delta H + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$$

b) Differenzdruckmanometer mit
Quecksilber als Meßflüssigkeit

Abbildung 8 – Ermittlung der Förderhöhe der Pumpe mittels Differenzdruckmanometer

8.4.3.2 Kolbenmanometer

Bei Drücken, die die Einsatzmöglichkeiten des Flüssigkeitsmanometers überschreiten, ist ein Kolbenmanometer nützlich, das entweder einfach oder als Differentialmanometer ausgebildet sein kann. Es kann jedoch nur ab einem bestimmten, dem Gewicht des rotierenden Teils entsprechenden Mindestdruck eingesetzt werden.

Der effektive Durchmesser d_e des einfachen Manometers kann als arithmetisches Mittel des direkt gemessenen Kolbendurchmessers d_c und des Zylinderdurchmessers d_g angenommen werden; das Manometer kann ohne weitere Eichung zur Druckmessung verwendet werden, wenn die folgende Voraussetzung vor dem Versuch erfüllt wird: -

$$\frac{d_c - d_g}{d_c + d_g} \leq 0,1\%$$

Die Reibung zwischen dem Kolben und dem Zylinder kann durch Drehen des Kolbens mit einer Geschwindigkeit von mindestens 30 min^{-1} praktisch beseitigt werden.

Es ist von Vorteil, das Kolbenmanometer durch Vergleich mit einem Flüssigkeitsmanometer zu überprüfen, um den effektiven Kolbendurchmesser in einem möglichst breiten Druckbereich zu ermitteln.

worin i = Anzahl der Pole des Motors;
 f = gemessene Gitterfrequenz, in Hz;
 m = Anzahl der während des Zeitintervalls ΔT mit einem mit der Netzfrequenz synchronisierten Stroboskop gezählten Bilder.

Kann die Drehzahl nicht unmittelbar gemessen werden (z.B. bei Unterwasserpumpen), genügt normalerweise die Überprüfung der Frequenz und der Spannung.

10 Messung des Leistungsbedarfes der Pumpe

Der Leistungsbedarf der Pumpe muß aus der Messung der Drehzahl und des Drehmomentes abgeleitet oder aus Messungen des elektrischen Leistungsbedarfes eines mit der Pumpe direkt gekuppelten Elektromotors mit bekanntem Wirkungsgrad ermittelt werden.

Wird die aufgenommene Leistung eines mit einem Getriebe (zwischen Motor und Pumpe) gekuppelten Elektromotors oder die Drehzahl und das mit einem zwischen Motor und Getriebe eingebauten Drehmomentmesser gemessene Drehmoment zur Ermittlung des Leistungsbedarfes der Pumpe herangezogen, so ist im Vertrag festzulegen, auf welche Weise die Getriebeverluste bestimmt werden.

Zusätzliche Informationen über die nachfolgend beschriebenen Verfahren können erforderlichenfalls in der Norm ISO 5198 nachgelesen werden.

10.1 Drehmomentmessung

Das Drehmoment muß mittels eines geeigneten Dynamometers oder Drehmomentmessers gemessen werden. Diese Geräte müssen den Anforderungen der Tabelle 9.1 entsprechen.

Drehmoment und Drehzahl müssen gleichzeitig gemessen werden.

10.2 Messung der elektrischen Leistung

Wird der Leistungsbedarf eines mit der Pumpe direkt gekuppelten Elektromotors zur Ermittlung des Leistungsbedarfes der Pumpe herangezogen, so darf der Motor nur in dem Leistungsbereich gefahren werden, für den der Wirkungsgrad genügend genau bekannt ist. Der Motorwirkungsgrad ist nach den Empfehlungen der IEC-Veröffentlichung 34-2 zu ermitteln und vom Motorhersteller zu nennen.

Dieser Wirkungsgrad berücksichtigt keine Motorkabelverluste.

Der Leistungsbedarf des Wechselstrommotors muß entweder durch die Zweiwattmeter- oder die Dreiwattmetermethode ermittelt werden. Dies ermöglicht den Einsatz von Einphasenwattmetern oder Wattmetern, die zwei oder drei Phasen gleichzeitig messen oder die Integration von Wattstundenzählern.

Bei Verwendung eines Gleichstrommotors kann entweder ein Wattmeter oder ein Ampèremeter oder ein Voltmeter benutzt werden.

Die Bauart und Genauigkeitsklasse der eingesetzten Anzeigeräte bei der Messung der elektrischen Leistung sollen den Vorschriften der IEC-Veröffentlichung 51 entsprechen.

10.3 Sonderfälle

10.3.1 Pumpen mit unzugänglichen Stutzen

Bei Motor-Pumpenaggregaten (z.B. bei Unterwassermotorpumpen, Blockpumpen oder bei Pumpen und separatem Motor, wenn der Wirkungsgrad garantiert ist) muß der Leistungsbedarf des Aggregates an den Motorklemmen gemessen werden, falls diese zugänglich sind. Bei Unterwassermotorpumpen muß die

11.1.2 Versuchsarten

Es gibt verschiedene Arten von Kavitationsversuchen.

11.1.2.1 Nachweis der garantierten Kennwerte beim vereinbarten NPSHA-Wert

Es kann einfach ein Versuch zur Ermittlung der Förderleistung der Pumpe beim vereinbarten NPSHA-Wert durchgeführt werden, ohne Untersuchung der Kavitationsauswirkungen.

Die Pumpe erfüllt die Anforderungen, wenn die garantierte Förderhöhe und der Wirkungsgrad nach Abschnitt 6.4.1 beim vereinbarten Volumenstrom und beim vereinbarten NPSHA-Wert erreicht werden.

11.1.2.2 Nachweis, daß die Förderleistung der Pumpe beim vereinbarten NPSHA-Wert nicht durch Kavitation beeinflußt wird

Es kann ein Versuch durchgeführt werden, um zu zeigen, daß die Förderleistung der Pumpe unter den vereinbarten Betriebsbedingungen nicht durch Kavitation beeinträchtigt wird.

Die Pumpe erfüllt die Anforderung, wenn ein bei einem höheren NPSH-Wert als dem vereinbarten NPSHA-Wert durchgeführter Versuch bei demselben Volumenstrom dieselbe Förderhöhe und denselben Wirkungsgrad ergibt.

11.1.2.3 Bestimmung des NPSH3

Bei diesem Versuch wird der NPSH nach und nach verringert, bis der Abfall der Förderhöhe (der ersten Stufe) bei konstantem Volumenstrom 3 % beträgt. Dieser NPSH-Wert entspricht dem NPSH3 (siehe Abb. 10).

Die Pumpe erfüllt die Anforderungen, wenn der so bestimmte Meßwert kleiner oder gleich dem vom Lieferant verlangten NPSHR-Wert ist. Für Pumpen mit sehr geringer Förderhöhe kann ein größerer Förderhöhenabfall vereinbart werden.

11.1.2.4 Andere Kavitationsversuche

Es können auch andere Kavitationskriterien (z.B. Geräuschzunahme) angewendet und entsprechende Arten von Kavitationsversuchen durchgeführt werden. Dies muß im Vertrag besonders niedergelegt sein.

11.2 Versuchsanordnungen

Die in Abschnitt 11.1.2 beschriebenen Versuche können mit jeder der in Abbildung 10 angegebenen Methoden und in jeder der nachfolgend beschriebenen Versuchsanordnungen durchgeführt werden. Es ist dabei möglich, zwei Einflußgrößen zu verstellen und so den Volumenstrom während eines Versuches konstant zu halten, aber dieses Verfahren ist normalerweise schwieriger durchzuführen.

11.2.1 Allgemeine Merkmale des Kreislaufs

Die Anordnung des Kreislaufs muß so sein, daß bei Auftreten von Kavitation in der Pumpe diese nicht auch an anderen Stellen auftritt, wo sie die Stabilität oder den zufriedenstellenden Betrieb der Versuchsanordnung oder der Messung der Förderleistung der Pumpe beeinträchtigt.

Es ist dafür zu sorgen, daß Kavitation und die durch Kavitation in der Pumpe verursachte Blasenbildung und Gasausscheidung die Funktion der Geräte, insbesondere der Strömungsmeßgeräte, nicht beeinträchtigen.

Die Meßbedingungen in der Versuchsanordnung für den Kavitationsversuch müssen, unabhängig davon, ob dieselbe Versuchsanordnung wie bei der Ermittlung der Wirkungsgradkurven verwendet wird, den im anderen Kapitel dieser Internationalen Norm spezifizierten Bedingungen entsprechen.

Die in Abschnitt 11.2.3 beschriebenen Anlagen erfordern u.U. besondere Regelventile am Eintritt und Austritt, um dort eine Beeinflussung der Versuchsergebnisse durch Kavitation zu verhindern.

Kavitation bei der Durchströmung einer Drosselarmatur kann u.U. durch die Verwendung von zwei oder mehreren hintereinandergeschalteten Drosseleinrichtungen verhindert werden oder dadurch daß die Förderflüssigkeit aus der Drosselarmatur direkt in einen geschlossenen Behälter oder in ein zwischen Drosselarmatur und Pumpeneintritt angeordnetes Rohr mit großem Innendurchmesser strömt. Umlenkleche und eine Entlüftungseinrichtung am Behälter können, besonders bei niedrigen NPSH-Werten, notwendig werden.

Wird der Förderstrom durch ein Ventil gedrosselt, muß sichergestellt werden, daß das Rohr mit Flüssigkeit gefüllt ist und der Druck und die Geschwindigkeitsverteilung im eintrittsseitigen Meßquerschnitt gleichmäßig sind. Dazu kann ein geeigneter Strömungsgleichrichter und/oder ein langes gerades Rohr von mindestens $12 D$ Länge verwendet werden.

11.2.2 Eigenschaften der Versuchsflüssigkeit

Die Flüssigkeit soll rein und klar sein und sollte keine Feststoffe enthalten. So weit wie möglich, sollte freies Gas vor dem Versuch entfernt werden.

Die Entgasung des für einen Kavitationsversuch verwendeten Wassers ist nur nötig, wenn die Pumpe in der Praxis mit entgastem Wasser laufen soll.

Andererseits sollte das Wasser im Kreislauf nicht übersättigt werden, um zu vermeiden, daß es in irgendeinem Teil der Pumpe zur Entgasung kommt.

Die in den vorhergehenden Kapiteln dieser Internationalen Norm beschriebenen allgemeinen Strömungsbedingungen müssen besonders am Eintritt der Pumpe erfüllt werden.

11.2.3 Verschiedene Arten von Versuchsanordnungen

In den folgenden Abschnitten werden verschiedene Anordnungen beschrieben, die verwendet werden können. Solche Anordnungen sind u.U. für andere Flüssigkeiten als kaltes Wasser nicht geeignet, da die Unsicherheit bei der Temperaturmessung bei der Bestimmung des Dampfdruckes zu erheblichen Fehlern führen kann.

Versuche unter Verwendung der in Abschnitt 11.2.3.1 und Abschnitt 11.2.3.2 beschriebenen Anordnungen liefern die genauesten und zuverlässigsten Ergebnisse.

11.2.3.2 Offener Behälter mit einstellbarem Flüssigkeitsspiegel

Die Pumpe saugt Flüssigkeit durch ein nicht abgesperstes freies Saugrohr aus einem offenen Behälter mit einstellbarem Flüssigkeitsspiegel (Abb. 12).

11.2.3.3 Offener Behälter mit Drosselarmatur

Der Druck am Eintrittsstutzen der Pumpe wird mittels einer an der tiefstmöglichen Stelle der Saugleitung angeordneten Drosselarmatur eingestellt (Abb. 13).

11.3 Bestimmung des erforderlichen NPSH-Wertes der Pumpe

11.3.1 Methoden zur Messung verschiedener Größen

Vorbehaltlich anderer Vereinbarungen erfolgt die Messung von Förderhöhe, Volumenstrom, Drehzahl und (falls erforderlich) Leistungsbedarf während der Kavitationsversuche mittels der in den Abschnitten 7, 8, 9 und 10 angegebenen Methoden.

Bei der Messung des Volumenstromes muß besonders darauf geachtet werden, daß die Meßgenauigkeit des Durchflußmeßgerätes nicht durch Kavitation beeinträchtigt wird. Außerdem ist zu beachten, daß keine Luft durch Dichtungen und Stopfbuchsen eindringt.

Sind die Versuchsverhältnisse derart unstetig, daß wiederholte Ablesungen erforderlich sind, so sind für die Abweichungen vom vereinbarten NPSH-Wert folgende Maximalwerte zulässig:

- das 1,5 fache der in Tabelle 5 für die Förderhöhe angegebenen Werte, oder
- 0,2 m,

wobei der größere der beiden Werte zu berücksichtigen ist.

11.3.2 Bestimmung des Verdampfungsdruckes

Der Verdampfungsdruck der in die Pumpe einströmenden Versuchsflüssigkeit muß mit ausreichender Genauigkeit ermittelt werden, so daß den Bestimmungen des Abschnittes 11.3.3 entsprochen wird. Wird der Verdampfungsdruck aus Tabellen und durch Messung der Temperatur der Flüssigkeit im Pumpeneintritt ermittelt, so ist der Nachweis der erforderlichen Meßgenauigkeit für die Temperatur notwendig.

Der Abstand des wirksamen Elementes einer Temperaturmeßsonde von der Wand des Einlaufrohres muß mindestens $1/8$ des Durchmessers des Einlaufrohres betragen. Ist die Eintauchtiefe des Temperaturmeßelementes in die strömende Flüssigkeit kleiner als vom Hersteller des Meßgerätes vorgeschrieben, so kann eine Eichung des Gerätes bei der tatsächlichen Eintauchtiefe erforderlich werden.

Es ist dafür zu sorgen, daß die in das Einlaufrohr eingeführten Temperaturmeßsonden die Messungen des Eintrittsdruckes nicht beeinträchtigen.

Anhang A

Umrechnung in SI-Einheiten

Dieser Anhang enthält Faktoren für die Umrechnung in SI-Einheiten, und zwar für einige Größen, die als Vielfaches oder als Teil von SI-Einheiten angegeben sind, sowie für Größen, die in anderen als SI-Einheiten angegeben sind. Der Umrechnungsfaktor ist diejenige Zahl, mit der der in der jeweiligen Einheit angegebene Wert multipliziert werden muß, um den entsprechenden Wert in SI-Einheit zu erhalten.

Tabelle 11 – Umrechnungsfaktoren

Größe	Symbol der SI-Einheit	Verschiedene Einheiten		Umrechnungsfaktoren
		Name	Symbol	
Volumenstrom	m ³ /s	Liter pro Sekunde	l/s	10 ⁻³
		Kubikmeter pro Stunde	m ³ /h	1/3600
		Liter pro Stunde	l/h	1/3600000
		Liter pro Minute	l/min	1/60000
		imperial gallon per minute	gal (UK)/min	75.77 · 10 ⁻⁶
		cubic foot per second	ft ³ /s	28.3168 · 10 ⁻³
		gallons (US) per minute	gal (US)/min	63.09 · 10 ⁻⁶
barrel (US) per hour (petroleum)	barrel (US)/h	44.16 · 10 ⁻⁶		
Massestrom	kg/s	Tonnen pro Sekunde	t/s	10 ³
		Tonnen pro Stunde	t/h	1/3.6
		Kilogramm pro Stunde	kg/h	1/3600
		pound per second	lb/s	0.45359237
Druck	Pa	Kilopond pro Quadratcentimeter	kp/cm ²	98 066.5
		kilogram-force per square centimetre	kgf/cm ²	98 066.5
		bar	bar	10 ⁵
		hectopascal	hpa	10 ⁵
		Torr	torr	133.322
		Millimeter Quecksilbersäule	mmHg	133.322
		Millimeter Wassersäule	mmH ₂ O	9.80665
		poundal per square foot	pd/ft ²	1.48816
		standard atmosphere	atm	101325
		pound-force per square inch	lbf/in ²	6894.76
Dichte	kg/m ³	Kilogramm pro Kubikdezimeter	kg/dm ³	10 ³
		Gramm pro Kubikzentimeter	g/cm ³	10 ³
		pound per cubic foot	lb/ft ³	16.0185
Leistung	W	Kilowatt	kW	10 ³
		Kilopond Meter pro Sekunde	kp · m/s	9.80665
		I.T.: kilocalorie per hour	kcal/h	1.163
		cheval vapeur	ch	735.5
		horsepower	hp	745.7
		British thermal unit per hour	Btu/h	0.293071
kilogram-force metre per second	kgf · m/s	9.80665		
Viskosität (dynamische Viskosität)	Pa s	Poise	P	10 ⁻¹
		dyne second per square centimetre	dyn · s/cm ²	10 ⁻¹
		gram per second centimetre	g/s · cm	10 ⁻¹
		Kilopond Sekunde pro Quadratmeter	kp · s/m ²	9.80665
		Poundal second per square foot	pdl · s/ft ²	1.48816
Kinematische Viskosität	m ² /s	Stokes	St = cm ² /s	10 ⁻⁴
		square foot per second	ft ² /s	92.903 · 10 ⁻³

Anhang C

Meßprotokoll

Der in diesem Anhang dargestellte Vordruck für das Meßprotokoll dient lediglich als Richtlinie für die Darstellung der Versuchsergebnisse der Pumpe und zur Erleichterung bei ihrer Beurteilung. Dieses Formblatt kann nicht für sich in Anspruch nehmen, alle aus einem Pumpenversuch gewonnenen Informationen zu enthalten; in manchen Fällen werden je nach Pumpentyp, Anwendung und Berechnungsmethode Änderungen oder Zusätze erforderlich sein.

MESSPROTOKOLL		Protokoll-Nr.		Art der Messung													
Kunde																	
Pumpe		Typ		Hersteller-Ordnungsnummer		Ordnungsnummer		Durchmesser am Eintritt		Durchmesser am Austritt							
Garantierwerte		Volumenstrom (Q)		Drehzahl (n ₁₀)		Leistungsbedarf (P ₁₀)		Durchmesser des Laufrads									
		Energiehöhe (H _e)		Wirkungsgrad (η ₁₀)		Haltedruckhöhe (NPSH)											
Geförderte Flüssigkeit		Temperatur (t)		Dampfdruck p _s		kinematische Viskosität (ν)											
		Dichte (ρ)				pH-Wert											
Motor		Hersteller		Prüfbescheinigung		Anzahl der Phasen		Spannung									
		Typ		Leistung		Drehzahl		Strom									
Meßmethode		Volumenstrom	Förderhöhe am Eintritt	Förderhöhe am Austritt	(NPSH)	Drehmoment	Leistung	Drehzahl	Getriebe								
		benutztes Verfahren															
		Konstant															
Prüfbedingungen		Umgebungstemperatur		Barometrischer Druck		Förderhöhen-Korrektur zur Bezugsebene		Eintritt									
		Temperatur der Prüflüssigkeit						Austritt									
Ergebnis der Messung				Einheiten		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
		Drehzahl															
Volumenstrom		Zeitraum															
		Abgelesen															
		Gemessener Durchfluß															
Förderhöhe		Abgelesene Förderhöhe am Austritt															
		Abgelesene Förderhöhe am Eintritt															
		Förderhöhe am Austritt															
		Förderhöhe am Eintritt															
		$\Delta v^2/2g$															
		Unterschied in der Meßposition															
		Förderhöhe der Pumpe															
Leistung (Moment)		$v_p^2/2g$															
		(NPSH)															
		Förderleistung P _v															
		Spannung															
		Strom															
		Wattmeter 1, abgelesen															
		Wattmeter 2, abgelesen															
		Summe der Wattmeterablesungen															
		Motor-Leistungsbedarf															
		Motor-Wirkungsgrad															
Werte, die sich auf bestimmte Drehzahlen beziehen		Volumenstrom															
		Energiehöhe															
		Leistung															
		(NPSH)															
Bemerkungen				Datum		Versuchsleiter		Vertreter/Beauftragter									
								des Käufers		des Lieferanten							

Anhang E

Regelmäßige Eichung der Meßgeräte (empfohlene Zeitabstände)

(Dieser Anhang ist nicht Bestandteil der Norm)

Die in diesem Anhang enthaltenen Angaben, die teilweise auf der Grundlage der "Hydraulic Institute Test Standards, 1988, Centrifugal Pumps 1-6" (Prüfnormen des Hydraulischen Institutes, 1988, Kreiselpumpen 1-6) erstellt wurden, sind lediglich als Richtlinien zu verstehen. Die tatsächlichen Zeitabstände zwischen den Eichungen hängen von den für die Versuchseinrichtung und die zugehörigen Instrumente verfügbaren Erfahrungswerten ab und sollten in dem Qualitätssicherungsverfahren für den Versuchsstand niedergelegt werden.

(Zeitangabe in Jahren, es sei denn, es sind ausdrücklich Monate angegeben).

	Zeitabstand
Volumenstrom	
Strömungsmesser	
Behälter für Messung durch Wiegen	1
Volumetrischer Behälter	10
Durchflußmeßgerät	
Venturidüse	*)
Düse	*)
Blende	*)
Turbine	1
Elektromagnetischer Strömungsmesser	1
Wehr	*)
Strömungsgeschwindigkeitsmesser	2
Ultraschallströmungsmesser	6 Monate
Druck	
Federmanometer	4 Monate
Kolbenmanometer	Eichung nicht erforderlich
Flüssigkeitsmanometer	Eichung nicht erforderlich
Druckgeber	4 Monate
Leistung	
Dynamometer	6 Monate
Drehmomentmesser	1
Geeichter Motor	Eichung nicht erforderlich
Watt-, Ampère- u. Voltmeter (tragbar)	1
Watt-, Ampère- u. Voltmeter (fest aufgestellt)	3
Drehmomentmesser mit Dehnungsmeßstreifen	6 Monate
Zwischengetriebe bis 375 kW	10 Monate
Zwischengetriebe über 375 kW	20 Monate
Drehzahl	
Tachometer (allgemein)	3
Elektronische Geräte	1
Frequenzdurchgängige Geräte	
magnetische	10
optische	10
Stroboskope	5
Drehmomentmesser (Drehzahl)	1

*) nicht erforderlich

HS

?

*) Nicht erforderlich, es sei denn bei Vermutung einer deutlichen Änderung der Abmessungen.

Anhang G

Leistungskorrekturdiagramm für zähe Flüssigkeiten

Benutzungshinweise zu Abbildung 15

Mit Hilfe von Abb. 15 kann die Leistung einer konventionellen Kreiselpumpe bei der Förderung von zäher Flüssigkeit bestimmt werden, wenn die Leistung bei der Förderung von Wasser bekannt ist. Die Korrekturkurven sind nicht für jede beliebige Pumpe genau.

Wenn genaue Information unabdingbar ist, sollte bei den Leistungsversuchen die später zu fördernde zähe Flüssigkeit verwendet werden.

Da Abb. 15 nicht auf theoretischen, sondern auf empirischen Betrachtungen beruht, würde eine Extrapolation über die angegebenen Grenzen hinaus den von vorliegendem Diagramm abgedeckten Erfahrungsbereich überschreiten und ist deshalb nicht empfehlenswert.

Nur zu verwenden für Pumpen mit konventioneller hydraulischer Auslegung, im normalen Betriebsbereich und mit offenen oder geschlossenen Laufrädern. Nicht zu verwenden für Halbaxial- oder Axialpumpen oder für Pumpen mit spezieller hydraulischer Auslegung zur Förderung zäher oder nicht homogener Flüssigkeiten.

Zur Vermeidung von Kavitation nur zu verwenden, wo ausreichende NPSH verfügbar ist.

Nur für NEWTONsche (homogene) Flüssigkeiten zu verwenden. Gel, Slurry, Papierstoff und andere nicht homogene Flüssigkeiten können je nach den besonderen Flüssigkeitseigenschaften zu stark abweichenden Ergebnissen führen.

In vorliegendem Anhang werden die folgenden Formelzeichen und Definitionen benutzt:

- Q_{vis} = Volumenstrom bei Förderung einer zähen Flüssigkeit
- H_{vis} = Förderhöhe bei Förderung einer zähen Flüssigkeit
- η_{vis} = Wirkungsgrad bei Förderung einer zähen Flüssigkeit
- P_{vis} = Leistungsbedarf der Pumpe bei viskosen Bedingungen
- Q_W = Volumenstrom bei Wasserförderung
- H_W = Förderhöhe bei Wasserförderung
- η_W = Wirkungsgrad bei Wasserförderung
- ρ = Dichte
- C_Q = Korrekturfaktor für den Volumenstrom
- C_H = Korrekturfaktor für die Förderhöhe
- C_η = Korrekturfaktor für den Wirkungsgrad
- Q_{NW} = Wasservolumenstrom, bei welchem der maximale Wirkungsgrad erreicht wird

Wenn die Leistung der Pumpe bei Wasserförderung bekannt ist, werden untenstehende Formeln für die Bestimmung der Leistung bei Förderung zäher Flüssigkeit verwendet:

$$Q_{vis} = C_Q \times Q_W$$

$$H_{vis} = C_H \times H_W$$

$$P_{vis} = \frac{Q_{vis} \times H_{vis} \times \rho \times g}{\eta_{vis}}$$

$$\eta_{vis} = C_\eta \times \eta_W$$

C_Q , C_H und C_η werden aus Abb. 15 ermittelt, die auf der Förderung mit Wasser basiert.

Die Tabelle basiert auf Hydraulic Institute Standards (HIS), 1985

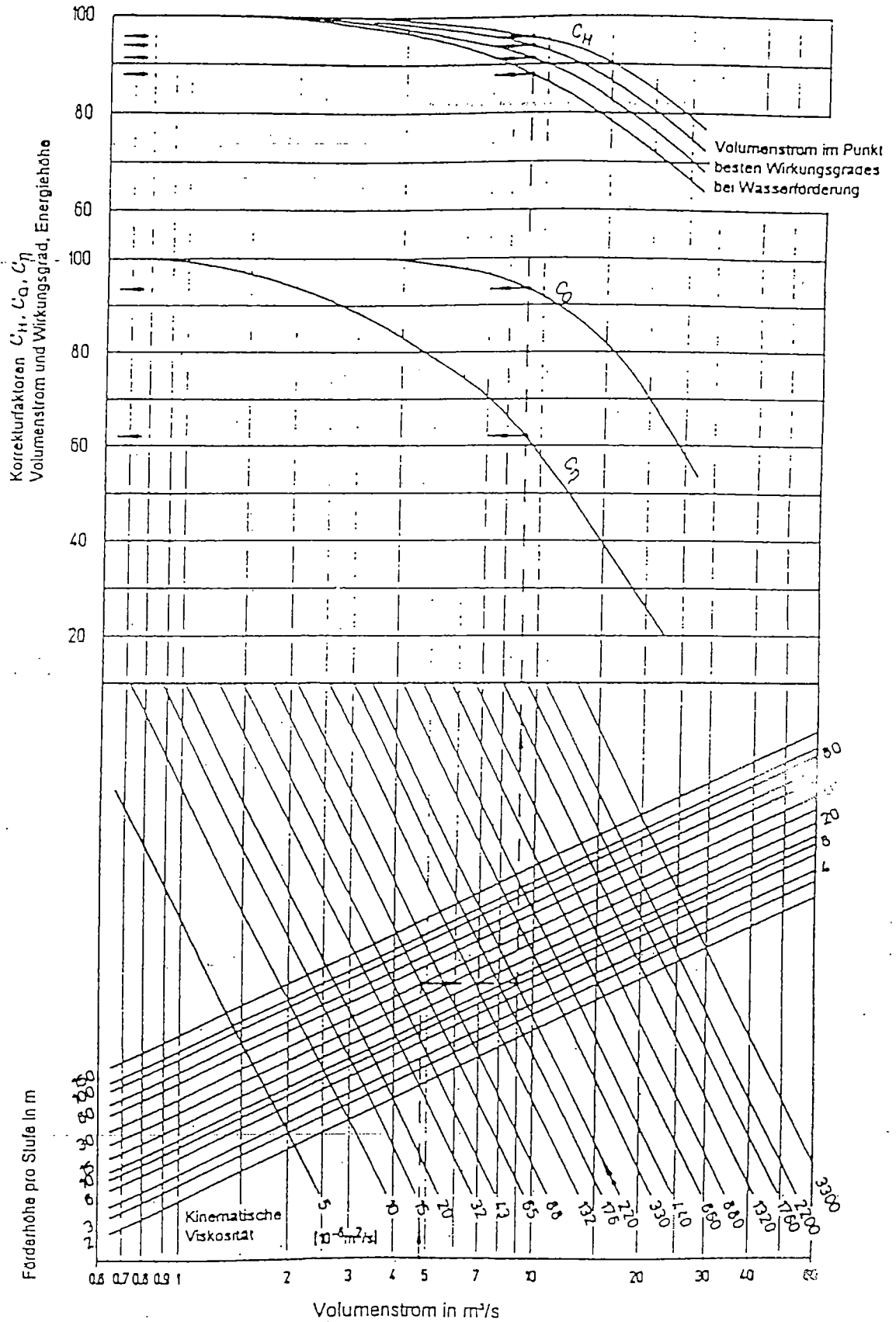


Abbildung 15 – Leistungskorrekturdiagramm für zähe Flüssigkeiten

ANMERKUNG – Die Werte in diesem Diagramm sind Durchschnittswerte aus Versuchen mit konventionellen einstufigen Kreiselpumpen von DN 50 bis DN 200 mm, die zur Förderung von Mineralölprodukten eingesetzt werden.

Die Tabelle basiert auf Hydraulic Institute Standards (HIS), 1985

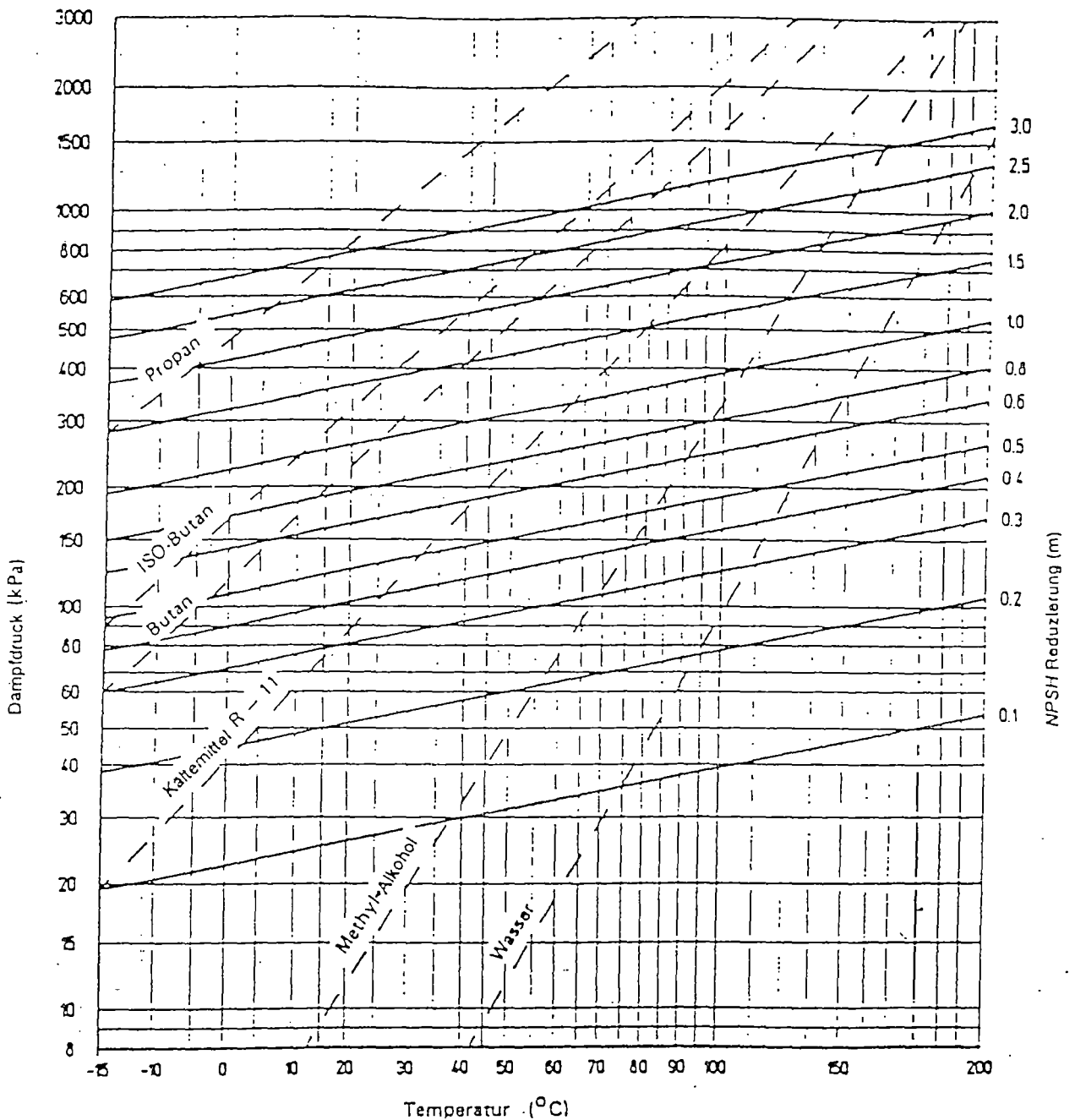


Abbildung 16 – Reduzierung des NPSH-Wertes bei Pumpen, die Kohlenwasserstoffe und Wasser bei hohen Temperaturen fördern

ANMERKUNG 1 – Die Daten gelten nur für die Flüssigkeiten, für die das Diagramm das Temperatur-Verdampfungsdruckverhältnis wiedergibt. Die Anwendung dieses Diagrammes auf andere Flüssigkeiten als Kohlenwasserstoffe und Wasser ist ohne experimentelle Grundlage nicht empfehlenswert.

ANMERKUNG 2 – Die tatsächlich auf den erforderlichen NPSH-Wert für kaltes Wasser angewandte Reduzierung des NPSH-Wertes ist

- entweder der auf der rechten Skala des Diagramms abgelesene Wert
 - oder die Hälfte des *NPSHR* für kaltes Wasser;
- je nachdem, welcher Wert kleiner ist.

Die Handhabung dieses statistischen Verfahrens wird erleichtert, wenn man mehr als die Mindestanzahl von Versuchspunkten in dem vereinbarten Volumenstrombereich $\pm 5\%$ auswählt. Zwanzig Punkte werden empfohlen, wenn diese durchführbar sind.

J.4 Berechnung der Mittelwerte

J.4.1 Mittelwert der Förderhöhe der Pumpe

Der Mittelwert der Förderhöhe der Pumpe wird anhand der folgenden Gleichung berechnet:

$$H_m = [\bar{h} + a(1 - \bar{q})] H_G \quad (J1)$$

J.4.2 Mittelwert des Leistungsbedarfs der Pumpe

$$P_m = [\bar{p} + a'(1 - \bar{q})] P_{ii} \quad (J2)$$

J.4.3 Berechnung der Versuchsergebnisse

Die Berechnung der Gleichungen (J1) und (J2) mit den jeweils dazugehörigen Anforderungen kann mit Hilfe des Computers durchgeführt werden.

Die Werte der statistischen Parameter ergeben sich aus den folgenden Gleichungen:

$$a = r + \left[\frac{r^2 + 1}{S_{qh}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot S_{qh}$$

$$a' = r' + \left[\frac{r'^2 + 1}{S_{qp}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \cdot S_{qp}$$

$$r = \frac{S_h - S_q}{2 \cdot S_{qh}}$$

$$r' = \frac{S_p - S_q}{2 \cdot S_{qp}}$$

ANMERKUNG – Die Gleichungen für a und a' enthalten S_{qh} bzw. S_{qp} , um sicherzustellen, daß positive und negative Werte gemäß Verlauf der Kennlinie erzielt werden.

Es sollte erwähnt werden, daß eine statistische Auswertung auch geeignet ist, aus den nach J.3 durchgeführten Ablesedurchgängen den 95%-Vertrauensbereich der Förderhöhe und des Leistungsbedarfs beim vereinbarten Volumenstrom zu berechnen. Dies ist in der unter J.5 genannten Veröffentlichung genauer beschrieben. Sie enthält zur Vereinfachung der Berechnungen auch ein Computerprogramm.

J.5 Literaturhinweis

"The Verification of Centrifugal Pump Performance Guarantees by Acceptance Tests - An Alternative Method" (Nachweis von Leistungsgarantien bei Kreiselpumpen anhand von Abnahmeprüfungen - Ein alternativer Ansatz).

Autoren: E. Grist und R.P. Hentschke, IMechE London, März 1989.

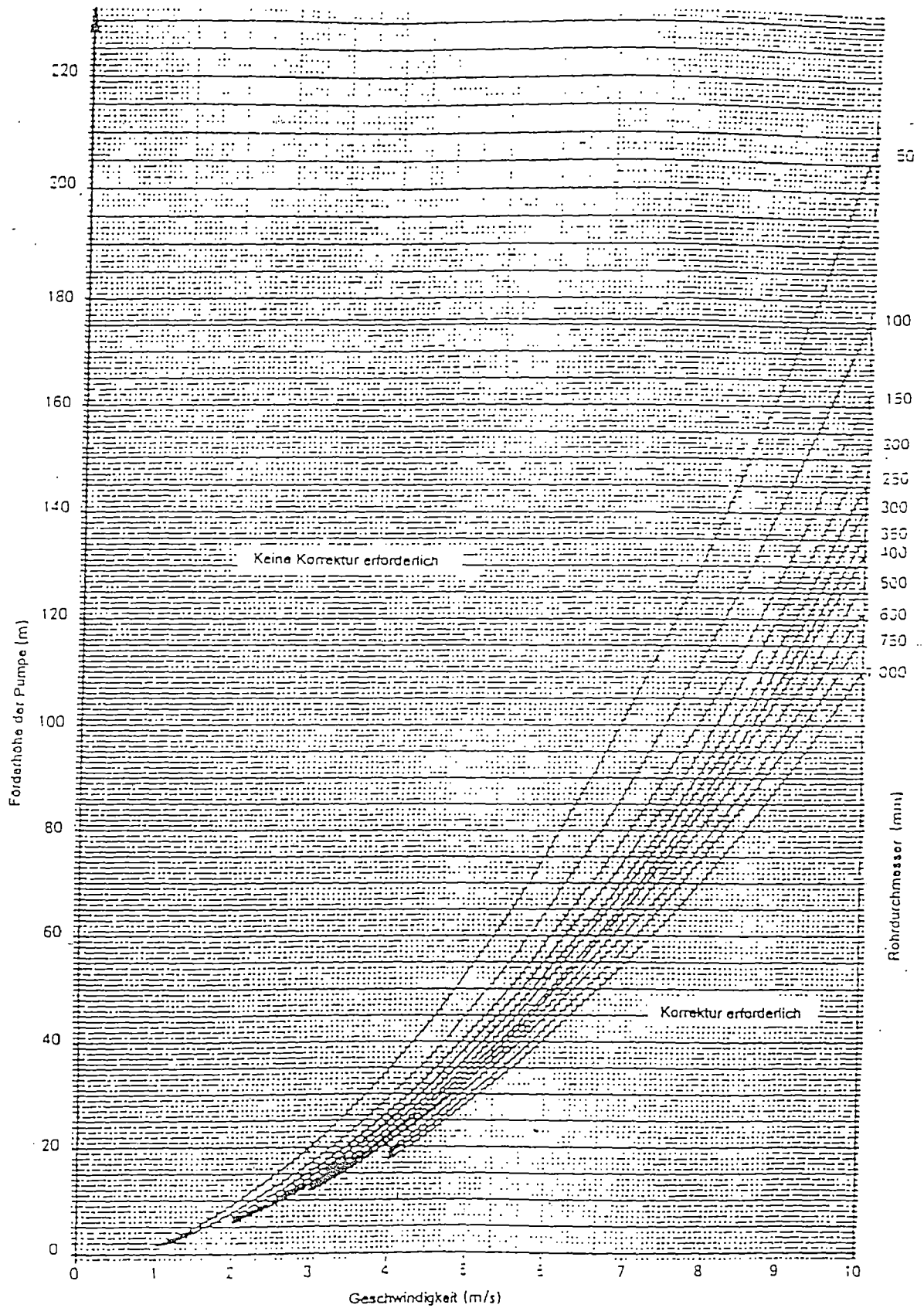


Abbildung 17 – Diagramm für Versuche der Klasse 1 mit den Geschwindigkeiten, bei deren Überschreitung eine Verlustkorrektur notwendig ist (für Meßquerschnitte, die im Abstand von $2D$ stromaufwärts bzw. stromabwärts der Pumpenflansche angeordnet sind)

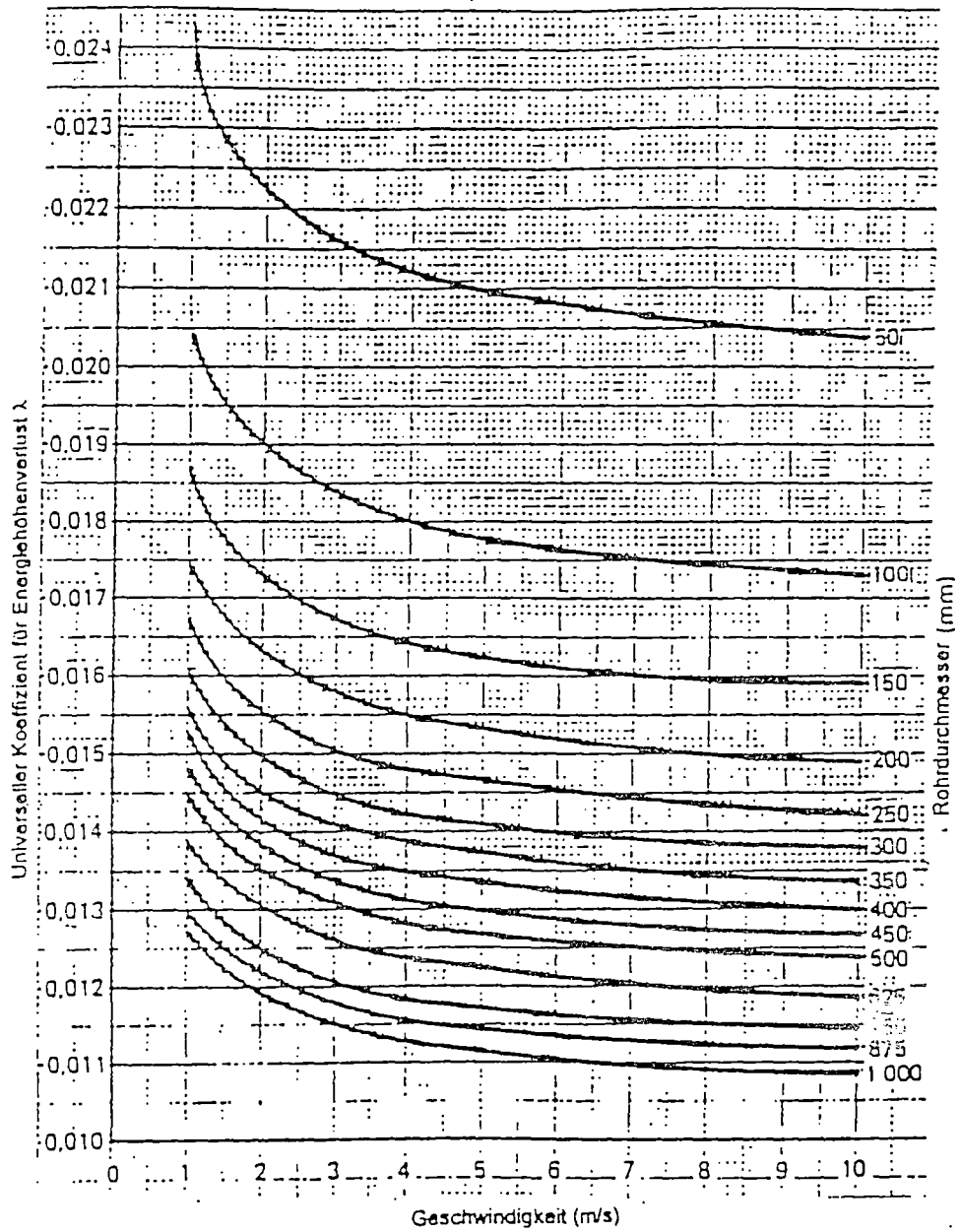


Abbildung 19 – Universeller Koeffizient für die Verlusthöhe
 Oberflächenrauigkeit $k = 5 \cdot 10^{-5} \text{ m}$
 Kinematische Zähigkeit $\nu = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Anhang L

Kontrollliste

Nachfolgende Kontrollliste enthält diejenigen Punkte, bei denen eine Vereinbarung zwischen Lieferant und Käufer vor dem Versuch empfohlen wird. Es wird aber darauf hingewiesen, daß es nicht in allen Fällen notwendig sein wird, während der Ausarbeitung des Vertrages eine Vereinbarung über jeden einzelnen Punkt zu treffen.

- 1) Auswahl der Genauigkeitsklasse (siehe Kapitel 1)
- 2) Umfang der Garantie:
 - a) Pumpe ohne Motor oder Motor-Pumpenaggregat (siehe Abschnitt 10.3.3)
 - b) Pumpe mit oder ohne anschließende Rohrleitungsteile (siehe Abschnitt 5.3.3)
 - c) Garantierte Werte (z.B. Volumenstrom, Förderhöhe, Leistungsbedarf, Wirkungsgrad, NPSH usw.) für einen oder mehrere Betriebspunkte (siehe Abschnitt 4.1)
- 3) Vertragliche Fragen; z.B. Anzahl der zu prüfenden Pumpen bei Bestellung einer Anzahl gleicher Pumpen (siehe Abschnitt 5.1.1)
- 4) Jeder weitere Gesichtspunkt für das Verhalten der Pumpe, der während des Versuches überprüft werden soll (siehe Abschnitt 5.2.5)
- 5) Versuchsort (siehe Abschnitt 5.2.1)
- 6) Zeitpunkt der Versuche (siehe Abschnitt 5.2.2)
- 7) Versuchsleiter, wenn die Versuche nicht im Herstellerwerk durchgeführt werden (siehe Abschnitt 5.2.3)
- 8) Auswahl des Meßverfahrens (siehe Abschnitte 7 bis 10)
- 9) Versuchseinrichtungen (siehe Abschnitt 5.2.6)
- 10) Versuchsanordnungen für Leistungsversuche (siehe Abschnitte 5.3.1, 5.3.2, 8.2.1) und für Kavitationsversuche (siehe Abschnitt 11.2.3)
- 11) Anordnung zur Überprüfung der Selbstansaugefähigkeit von selbstansaugenden Pumpen (siehe Abschnitt 5.3.6)
- 12) Verfahren zur Vorausbestimmung der Pumpenleistung aufgrund eines Versuches mit reinem, kaltem Wasser (siehe Abschnitt 5.4.5)
- 13) Drehzahlabweichungen außerhalb der zulässigen Toleranzen (siehe Abschnitte 5.4.3, 6.1.1)
- 14) Exponent der Umrechnungsformel für den NPSH-Wert (siehe Abschnitt 6.1.1)
- 15) Spannungs- und Frequenzabweichungen außerhalb der zulässigen Toleranzen (siehe Abschnitt 6.1.1)
- 16) Toleranzwerte im Betriebspunkt und anderen Punkten (siehe Abschnitte 4.1, 6.3., 11.3.3)
- 17) Einlauf- und Übertragungsverluste bei vertikalen Pumpen für Brunnen (siehe Abschnitte 8.2.3, 10.3.2)
- 18) Reibungsverluste und einzelne Druckverluste im Eintritts- und Austrittsquerschnitt (siehe Abschnitt 8.2.4 und Anhang K)
- 19) Kabelverluste (siehe Abschnitt 10.3.1)
- 20) Getriebeverluste (siehe Abschnitt 10.3.4)
- 21) Verfahren zum Garantienachweis bezüglich Kavitation (siehe Abschnitt 11.1.2)
- 22) Beim Leistungsversuch (siehe Abschnitt 4.2) und Kavitationsversuch (siehe Abschnitt 11.2.2) zu verwendende Flüssigkeit
- 23) Versuchskosten (siehe Anhang B)

ANEXO D



armfield

Engineering
Teaching and
Research
Equipment

Instruction
Manual

R. 20

FLUID MECHANICS

HYDRAULIC MACHINES

HYDRAULICS AND
HYDROLOGY

WATER TREATMENT

HEAT TRANSFER AND
THERMODYNAMICS

UNIT OPERATIONS

PROCESS CONTROL
TECHNOLOGY

FOOD TECHNOLOGY

INSTRUCTION MANUAL

R 20

FOR

R 20

DERIAZ AND FRANCIS TYPE PUMP TURBINE TEST CIRCUIT

ISSUE 2

JAN. 1982

C O N T E N T S

	<u>PAGE NO.</u>
1. INTRODUCTION	1
2. DESCRIPTION OF EQUIPMENT	1
3. INSTALLATION	4
4. MAINTENANCE, LUBRICATION AND RECOMMENDED LUBRICANTS	5
5. INSTRUCTION FOR RIG OPERATION	6
6. TEST INSTRUMENTATION AND MAIN DIMENSIONS FOR THE CALCULATIONS OF TEST RESULTS	12
7. BASIC TESTS, AND PROPOSED TESTS FOR FURTHER EXPERIMENTAL WORK	15
8. PROCEDURE TO ENGAGE AND DISENGAGE THE GOVERNOR	18
9. RUNNER CHANGING PROCEDURE FOR FRANCIS/DERIAZ TYPE PUMP TURBINES	19
10. BLADE ANGLE SETTING PROCEDURE FOR THE DERIAZ TYPE RUNNER	19
11. TECHNICAL DATA	19

1. INTRODUCTION

This equipment has been designed and developed to allow a comprehensive investigation into the performance of two different machines:

- a) An oblique flow variable pitch Deriaz type reversible pump turbine.
- b) A reversible Francis pump turbine.

2. DESCRIPTION OF EQUIPMENT

The test rig includes different items, which are described separately in this chapter.

2.1. The Pump Turbines

The two machines are horizontal shaft volute cased reaction pump turbines. Both employ the same volute, distributor and bearing housing, and the conversion from one machine type to the other is effected by the exchange of the runners, runner cover and draft tube only.

The Deriaz runner is manufactured in bronze and the blade angle can be easily varied by an accurate mechanism when the machine is at rest. The angular position can be read on a scale provided on the machine.

The Francis wheel manufactured in bronze, is of the open type.

The runners cover plates and draft tubes are of clear Perspex allowing the observation of the blading and the guide vanes without dismantling, and under operating conditions by use of a stroboscopic illumination. Pressure sampling points are provided on the cover plates, so that the variation of pressure with the radius may be observed on the Francis runner.

If a 220V D.C. electrical supply is not available, the necessary electrical power is supplied by the transformer rectifier, the description of which is given in a separate instruction leaflet.

2.3. Hydraulic Governor

The oil governor supplied with the rig is fully described in a separate instruction leaflet.

2.4. Full Instrumented and Self-Contained Test Circuit

The general arrangement of the test circuit is illustrated in the installation drawing supplied with this instruction book. It consists of a system of pipework whereby pump and turbine duties may be effectively implemented. On turbine duty, water is fed into the machine by means of a centrifugal pump driven by a 11.25 kw motor (See separate instructions).

An automatic star/delta push button motor-starter with overload and no-volt protection, is provided to control this motor.

The flow through the system is metered by a bi-directional electronic insertion propeller meter functioning in conjunction with an analogue read-out instrument with a scale calibrated directly in units of flow. The readout instrument which is mounted in the main control console, and connected to the meter by means of the cable provided, is fitted with a half range switch. A large capacity cylindrical reservoir equipped with sight glass, is provided. The top of the reservoir is flanged so that where required it may be sealed and the pressure reduced for the purpose of cavitation studies.

-Charging is achieved as follows:-

- a. Loosen the locking nut and unscrew the dashpot from the base of the component.
- b. Fill the dashpot to the indicated level using the oil supplied.
- c. Replace the dashpot into the body of the component and set the tripping value to 30 amps by further screwing or unscrewing the dashpot. The tripping value is indicated by the moving pointer against a fixed scale on the body of the component.
- d. Tighten the locking nut after final setting.

4. MAINTENANCE, LUBRICATION AND RECOMMENDED LUBRICANTS

The pump turbine requires very little maintenance. The mainshaft bearings are of the ball and roller type, and have been packed with grease during assembly. Under conditions of occasional use it would be necessary to add further grease at approximately yearly intervals. Care must be taken not to over-grease the bearings or otherwise excessive heat will be generated.

Lubricant recommended:- Shell ALVANIA 3 or an equivalent grade.

The only other lubrication required is of the external guide vane linkage, the runner blade actuating mechanism and the chain coupling, to which a few drops of good quality oil should be applied at regular intervals.

Pipework and Tank

Most of the pipework is made of plastic, so there is no corrosion problem on this part. Some routine checks should be made to ensure that:-

1. The water is clean.
2. The pressure taps are not obstructed with dirt.

For the Motor - Generator, the Governor, the Flowmeter and the Service Pump, see separate instructions.

5.1. Continued

Starting the Pump

5. To reduce the pump speed turn the FIELD REGULATOR and FINE SPEED CONTROL (if fitted) anti-clockwise and press the COARSE DECREASE speed buttons commencing with button No.5. until the desired speed is reached.
6. Open the by-pass valve completely to blow the air from the pipework.
7. Start the test - the flow is controlled with the by-pass valve and the speed is controlled as described in 5.1.4. and 5.1.5.

NOTE: THE MOTOR CURRENT MUST NOT EXCEED 30 AMPS.

If for any reason (e.g. speed increased too quickly), the current exceeds 30 amps then the supply contactor will trip out.

This is reset by pressing the RESET button inside the Control Cabinet and starting the pump as already described.

Stopping the Pump

Turn FIELD REGULATOR and FINE SPEED CONTROL (if fitted) fully anti-clockwise and press the COARSE DECREASE buttons in descending order.

5.2. Energy Dissipator Operation

1. Start the pump as stated in paragraph 5.1. but when the air is blown out, close the by-pass valve.
2. Start the service pump with the service pump valve closed (for more details, see service pump instructions).
3. Open slowly the service pump valve until reversed flow is obtained.

5.3.1. Continued

If the Deriaz runner is fitted, ensure that the blading is in the desired position and carefully locked (see instructions in Chapter 10.)

The by-pass valve and the service pump valve are closed.

The MOTOR GENERATOR switch is in the GENERATOR position and the FIELD REGULATOR is fully clockwise.

Starting the Turbine

1. Switch on both A.C. and D.C. isolator switches and check that the power is indicated for both supplies.
2. Press Green D.C. SYSTEM ON button (supply ON is indicated by Green light).
3. Start A.C. pump (supply ON is indicated by Red light).
4. Open the service pump control valve and let the turbine speed increase. When the governing speed is reached the guide vanes should close automatically.
5. Increase the load of the turbine with the GENERATOR LOAD switches. Fine load adjustment can be obtained by altering the FIELD REGULATOR which will de-energise the field and increase the generator armature voltage.
6. Adjust the speed of the turbine to the desired value with the governor speed control knob (see governor instructions).
7. Let the turbine run for a few minutes before starting the tests to bleed the rig.
8. For load rejection tests, operate the LOAD switches to position OFF. This immediately cuts out all the load resistances from the generator.

NOTE:

On high turbine speeds the voltage should be kept down to 220V by altering the FIELD REGULATOR. If the voltage exceeds 250V the over voltage relay will trip out on the supply contactor thereby de-energising the generator field. If this happens restart the turbine as described previously having decreased the FIELD REGULATOR and press the Green D.C. system ON button.

5.3.3. Test without Generator and Governor

CHECK BEFORE TEST THAT:-

The governor is disengaged (shaft coupling and guide vane linkage) and the guide vanes are set and locked in the desired position. (Instruction Chapter 10).

If the Deriaz runner is fitted, set the blading in the desired position, and lock it.

The by-pass valve and the service pump valve are closed.

The coupling of the generator is disengaged. This is done by unlocking and removing the chain.

The water feed and drain connections should be connected to laboratory service points. During operation the cooling water inlet should be sufficient to allow circulation through the system to drain. Never allow the brake to operate 'dry'.

The band brake, with the two spring balances is fitted.

The scales of the balances must face the generator side.

Starting the Turbine

1. Start the service pump.
2. Open the service pump valve, and control the turbine speed with the spring balances.
3. Wait a few minutes to be sure that there is no air in the pipework.
4. Start the test.

The head (or flow) is controlled with the service pump valve.

The speed (or load) is adjusted by means of the spring balances.

NOTE:

In that case, the turbine can be used from zero to runaway speed.

6.3. Speed Measurement

The reading of the speed is given by the belt-driven tachometer. To check this instrument, it is possible to measure the speed with a hand-tachometer at the end of the generator shaft, or more effectively with a stroboscope.

6.4. Torque Measurement

- a) In turbine operation without generator, the output torque of the turbine is measured by means of a band brake, the torque being determined by the difference between the spring balance readings. The 'zero' of the spring balances must be adjusted correctly before commencing tests.

If E = thickness of belt

D = diameter of brake drum

W_1, W_2 , readings of the spring balances

The torque is given by

$$T = (W_2 - W_1) \cdot \frac{D + E}{2}$$

$$\frac{D + E}{2} = 0.1524 \text{ m} = 6''$$

- b) In pump or turbine operation with generator coupled, the torque is determined by measuring the reaction on the trunnion mounted motor/generator stator. The stator is provided with a weight hanger, to which weights are added until balanced conditions are obtained, and hence the reaction torque is directly determined. It is essential that the stator should be accurately balanced under static conditions, before testing proceeds.

The torque is given by the relation:

$$T = W.R.$$

$$\text{with } R : 0.40 \text{ m} = 15.75''$$

7. BASIC TESTS, AND PROPOSED TESTS FOR FURTHER EXPERIMENTAL WORK

7.1. Pump Tests Possible with the Standard Equipment

General Pump Characteristics

1. Constant speed characteristics, for the optimum guide vane position, with iso-efficiency curves.
2. Constant speed characteristics for different guide vane positions. This test allows the study of the influence of the guide vane angle on the shape of the head-flow characteristics and the efficiency. It is also the only way to determine the optimum guide vane position.
3. Detailed efficiencies : overall electric efficiency, pump efficiency, motor efficiency.
4. Suction characteristics of the pump.

More Specialised Tests

It is possible to carry out more detailed studies by using the pressure tappings in the runner cover:

- observation of the variation of pressure with the radius for different values of the flow.
- measurement of the head at the outlet of the runner.
- study of the head losses in the guide vanes and casing for different guide vane angles.

7.2. Turbine Tests Possible with the Standard Equipment

Tests Carried Out Without Governor and Generator

1. Complete turbine characteristic curves at constant head, from zero to runaway speed, with different guide vane positions. Iso-efficiency curves.

7.3. Energy Dissipation Tests

Characteristics in the third quadrant, (pumping against a reversed flow for different guide-vane angles), can be obtained. Plotting pump, energy dissipator and turbine characteristics in unit speed and unit flow, it is possible to obtain a complete characteristic of the machine from pump duty to turbine runaway speed.

7.4. Tests Possible with Additional Equipment

Cavitation Tests

The rig can be converted in a closed circuit if the tank is sealed with the cover supplied for this purpose and the pressure reduced with a vacuum pump. This allows the study of the pump and the turbine under varying suction conditions and cavitation characteristics can be obtained. The use of stroboscopic illumination makes possible the observation of cavitation figures in the runner and draft tube.

Advance Mechanical Studies of a Pump Turbine

With more sophisticated equipment (strain gauges, pressure transducers and oscilloscope), mechanical studies of a pump turbine can be carried out, specially those related to the efforts on the guide vanes and vibration at the outlet of the runner in pump rating.

For example:-

- Torque on the guide vanes in both turbine and pump duties, for different vane angles, and calculation of the governor work.
- Oscillograms of guide vane torque.
- Oscillograms of the pressure at the outlet of the runner in pump operation.

8.2. Engage the Governor

Join the linkage and the guide vane handle and fix them together with the bolt and nut provided.

Governor shaft : loosen the Allen screw of the coupling, engage it on the governor shaft and tighten the Allen screw.

Finally, check the length of the linkage. When the guide vanes are closed, the load dial on the governor should indicate zero.

9. SEPARATE INSTRUCTIONS ENCLOSED

Instruction Manual for governor Europa Ref: 2296 (if applicable).

10. DRAWINGS

The following drawings, supplied loose, should be studied in conjunction with this Manual:

ID 1043	Installation details.
SK 10151	Electrical Wiring Diagram.
EH 13073G	Volute and Bearing Unit Assembly.
SK 1958	Conversion Kit for Deriaz Pump Turbine.

11. TECHNICAL DATA

11.1. Design Data

The impellers were designed with the aim of achieving the following performance:-

Francis Pump:	Head	0.11 N/m ²
	Shaft Speed	230 rad/S
	Flow	15 x 10 ⁻³ m ³ /S
	Efficiency	60% or better

11.3. Major Test Data

Turbine Flowmeter (if applicable)	Direct read out
Throat diameter at Volute Case pressure tapping	105 mm I.D.
Throat diameter at Francis suction pressure tapping	87 mm I.D.
Throat diameter at Deriaz suction pressure tapping	85 mm I.D.
Brake Drum diameter	300 mm O.D.
Motor/Generator torque arm radius	400 mm

11.4. General Information

Never exceed 4000 r.p.m. (250 volts on motor/generator.)

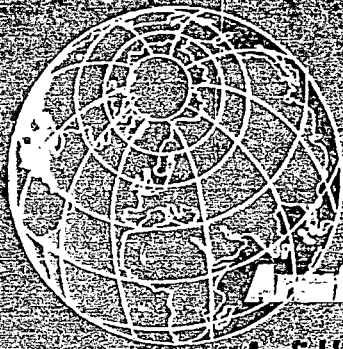
When running as pump always lock the guide vane mechanism securely.

When using the band brake always ensure that the cooling water supply and drains are connected and that there is a circulation.

11.5 Continued

9. Assemble Deriaz Perspex cover plate to volute and check impeller clearance between blades and cover plate (approx. 0.25 mm).
10. Rotate impeller assembly by hand, make sure that the movement is free.
11. Refill the circuit with water ensuring that no leaks will occur.
12. Complete a 5 minute light run prior to putting machine on load.

armfield



Armfield Worldwide

Armfield products are distributed throughout the world. It is our policy in most countries to deal direct or through proven and accredited sales agents, who after suitable approval may become exclusive representatives. In exchange for this exclusivity they are required to offer a comprehensive service including the highest degree of after sales support.

Head Office:

Armfield Ltd
Bridge House
West Street
Ringwood
Hampshire BH24 1DY
England

Tel: +44 1425 478781
Fax: +44 1425 470916

E mail:
sales@armfield.co.uk

Armfield Inc
510 N. Main Street
Denison
Iowa 51442
USA

Tel: (712) 263 5885
Fax: (712) 263 8884
E mail:
armfield@frontiernet.net

URL:
<http://www.armfield.co.uk>



We have agents in most countries and would be pleased to provide the name and address of our representative in your territory upon request.