



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

DISEÑO DE UN BANCO PARA DEMOSTRAR LA CAVITACIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS

TESIS QUE PRESENTA:

ÁNGEL JIMÉNEZ DE LA LUZ

**PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO-ELÉCTRICO**

Director de Tesis: Ing. Gustavo Becerra Muñoz



México D.F.

Octubre 2002

TESIS CON FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

RESUMEN

DISEÑO DE UN BANCO PARA DEMOSTRAR LA CAVITACIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS

Angel Jiménez de la Luz

Las bombas hidráulicas son dispositivos esenciales en la vida cotidiana del ser humano, ya sea directa o indirectamente. Al hablar de bombas centrífugas, en especial de su instalación o acoplamiento a sistemas, implícitamente aparece en la escena el término "cavitación". Este trabajo pretende trabajar con el concepto anterior construyendo un banco de pruebas, en primer lugar para demostrar el fenómeno y en segundo término para realizar pruebas.

En el primer capítulo se define el concepto de bomba, se establece la clasificación de estos dispositivos y los conceptos básicos necesarios para calcular los parámetros de operación del banco de pruebas.

En el segundo capítulo se discute el concepto de cavitación a detalle (fundamentos, tipos, efectos, origen, mecanismos de daño, métodos para prevenirla, parámetros y límites). Posteriormente se aplica el concepto a bombas centrífugas y válvulas. Se definen parámetros para estos dispositivos en específico, exponiendo resultados de investigadores del tema.

Para el tercer capítulo se habla del proceso de diseño, en este caso se utilizó el método propuesto por Ullman (1992), complementándolo con los apuntes del curso: Diseño de Máquinas¹. Se realizó el cálculo hidráulico, obteniéndose los siguientes resultados: a condiciones ambientales de la ciudad de México y con las válvulas completamente abiertas un NPSH de 3.52 metros, un coeficiente de cavitación (σ) de 0.196, y un coeficiente de cavitación crítica (σ_c) de 0.034. Con estos resultados y para que en el banco se presente cavitación fue necesario modificar las condiciones de operación, las opciones fueron: incrementar la temperatura del agua, reducir mediante algún dispositivo la presión estática de succión, aumentar el valor de (Z0 - Z1) o estrangular la válvula de la succión; en este caso se redujo la presión estática de succión y se estrangulo la válvula de succión. Se demostró que el fabricar el banco en las instalaciones del departamento de Termofluidos de la Facultad de Ingeniería, logró un ahorro del 65% comparando el costo con el banco más económico del mercado. Finalmente se describe brevemente el proceso de construcción del banco, basándose en los planos de fabricación.

¹ Curso ofrecido en la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México por el profesor: M.I. Leopoldo González González.

Como resultado de este trabajo se tiene el banco de cavitación. En consecuencia se lograron obtener imágenes del banco cavitando. Las cavidades se presentan en la tubería de succión, así como en el rodete de la bomba.

Finalmente, se debe mencionar que se cumplió con los alcances planteados al inicio de este trabajo. Aunque se llegó a la conclusión de que el banco de pruebas tiene potencial para mucho más, en esta tesis no se incluyó la experimentación. Como recomendación de trabajos de tesis futuros utilizando el banco de pruebas se tiene lo siguiente:

- a) En inicio se deben obtener las curvas características para las diferentes condiciones de operación que permite el banco;
- b) En segundo término se puede experimentar con el fenómeno de cavitación que se presenta en el sistema;
- c) Una tercera opción es el diseño del dispositivo que reduce la presión estática de succión.
- d) Como última opción se debe trabajar en un rodete que permita una mejor visualización del fenómeno, en función de obtener mediciones del tamaño de las cavidades y lugar exacto del colapso de las mismas.

A mis padres:
Margarita de la Luz y Flavio Jiménez
quienes siempre me apoyaron incondicionalmente.

A mis hermanos:
Leticia, Rocío, Flavio, Gerardo, Enrique, Pedro y Miguel
por la unión que nos caracteriza, la cual me dio fuerza para llegar a esta meta.

A mis sobrinos:
cuya alegría es esencial en mi vida para seguir adelante.

AGRADECIMIENTOS

Al mencionar a las personas que colaboraron de alguna manera en la elaboración de este trabajo es muy común omitir a alguien, por lo que ofrezco disculpas anticipadas en el caso de que esto ocurra. Por otra parte quiero agradecer infinitamente a cada una de ellas el apoyo brindado.

Quiero agradecer especialmente al Ing. Gustavo Becerra Muñoz por la dirección de este trabajo, así como la orientación y enseñanzas que fueron parte esencial para llevar a buen fin esta tesis.

A los sinodales, Ing. Augusto Sánchez Cifuentes, Ing. Javier García Osorio, M.I. Leopoldo González González e Ing. Eduardo Garduño; quienes ayudaron con la revisión de este documento y aportaron ideas para mejorarlo.

A todos los profesores de la Facultad de Ingeniería que no sólo intervinieron en mi formación como Ingeniero, sino que sus enseñanzas también fueron orientadas en forjarme como una mejor persona.

A la Facultad de Ingeniería, en especial al departamento de Termofluidos que me acepto para realizar el servicio social y posteriormente confió en mí, al asignarme este proyecto.

A todos los amigos y compañeros que han estado presentes en mi desarrollo personal y profesional.

A los laboratoristas del departamento de Termofluidos por apoyarme para la fabricación del banco, así como para la realización de pruebas.

A mis amigas cariñosas.

El apoyo financiero para la realización de mis estudios y trabajo de tesis estuvo compartido por varias instituciones:

A la familia "Jiménez de la Luz" por confiar en mí y apoyarme durante muchos años.

A Carrier Transicold de México, quienes me permitieron estudiar y trabajar simultáneamente, dando siempre prioridad a mis estudios.

A Félix Castillo por aportar los fondos para la fabricación del banco de pruebas.

PROBLEMATICA

Actualmente el departamento de Termofluidos de la Facultad de Ingeniería (DTFI) no cuenta con un banco de cavitación en su laboratorio, sin embargo los bancos existentes en el mercado son muy caros y no cubren las expectativas requeridas por esta dependencia.

OBJETIVO GENERAL

Es necesario dotar el laboratorio del DTFI de un aparato de cavitación que satisfaga sus necesidades, para complementar el aprendizaje de los alumnos que cursen la materia: Turbomaquinaria; y como consecuencia sea posible realizar investigación acerca de este fenómeno.

ALCANCES

- Diseñar y construir un aparato o dispositivo para visualizar y medir el efecto de cavitación en las bombas centrífugas.
- Obtener los parámetros teóricos para que el banco cavite, como son: Coeficiente de cavitación, carga neta positiva de succión, velocidad específica y curvas características.
- Aportar información técnica sobre el desempeño de la bomba bajo las condiciones de cavitación, en función de prevenir daños y mejorar la eficiencia de los procesos donde se utilicen estos equipos.
- Realizar una evaluación económica, comparando el costo del nuevo banco con los ya existentes.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	
USO DE BOMBAS Y CAVITACIÓN	1
CAPITULO I	
BOMBAS	3
1.1 Definición	3
1.2 Clasificación	4
1.3 Factores para la selección del tipo de bomba	6
1.4 Bombas centrífugas	7
1.4.1 Tamaño	9
1.4.2 Sentido de rotación	9
1.4.3 Clasificación por el tipo de material de sus partes	9
1.4.4 Clasificación por el tipo de succión	10
1.4.5 Clasificación por su dirección de flujo	10
1.4.6 Carcaza	10
1.4.7 Impulsores	13
1.4.8 Anillos de desgaste	15
1.4.9 Teoría del impulsor	16
1.4.10 Carga teórica de una bomba centrífuga	17
1.4.11 Curvas características teóricas	20
1.4.12 Eficiencias	22
1.4.13 Entrada al impulsor y pre-rotación	23
1.4.14 Velocidad específica	26
1.4.15 Teoría de la similitud aplicada a las bombas	29
CAPITULO II	
CAVITACIÓN	
2.1 Fundamentos	31
2.2 Tipos	32
2.3 Efectos	32
2.4 Origen	33
2.4.1 El papel del núcleo	33
2.4.2 Origen de la baja presión	34
2.4.3 Efecto de los remolinos	35
2.4.4 Recuperación de presión	36
2.5 Mecanismos de daño	36
2.6 Métodos para prevenir la cavitación	37
2.7 Parámetros de la cavitación	38
2.8 Límites de cavitación	39

2.9	Semejanza y efectos de semejanza en cavitación	41
2.10	Cavitación en bombas centrífugas	43
2.10.1	Señales de cavitación	44
2.10.2	Resistencia de los materiales a la cavitación	49
2.11	Cavitación en válvulas	50
2.11.1	Criterio de diseño para evitar la cavitación	51
2.11.1.1	Incipiente y critico	51
2.11.1.2	Daño incipiente	52
2.11.1.3	Estrangulamiento	53
2.11.1.4	Nivel de ruido	55
2.11.2	Datos experimentales	55
2.11.3	Efectos de escala	56
2.11.4	Control de la cavitación	57
2.11.4.1	Tipo de válvula	57
2.11.4.2	Válvulas en paralelo o válvulas grandes	58
2.11.4.3	Válvulas en serie	58
2.11.4.4	Materiales resistentes a la cavitación	59
2.11.4.5	Aeración	60

CAPITULO III BANCO DE PRUEBAS

3.1	Diseño	64
3.1.1	Conocimiento de la necesidad	66
3.1.2	Análisis del problema	66
3.1.3	Definición de restricciones	67
3.1.4	Planeación	68
3.1.5	Investigación de antecedentes	70
3.1.6	Diseño conceptual	74
3.1.7	Diseño de configuración	78
3.1.8	Diseño de detalle	78
3.2	Planos de fabricación	82
3.3	Cálculo hidráulico	87
3.4	Memoria de cálculo	92
3.5	Análisis económico comparativo	99
3.6	Construcción	101

CAPITULO IV RESULTADOS

CONCLUSIONES

108

BIBLIOGRAFÍA

109

APENDICES

111

**APÉNDICE 1
TABLA DE PROPIEDADES**

**APÉNDICE 2
COTIZACIÓN DE UN BANCO DE CAVITACIÓN POR ARMFIELD LTD.**

INTRODUCCIÓN

USO DE BOMBAS Y CAVITACIÓN

Al paso del tiempo el hombre ha trabajado en el diseño de dispositivos o maquinaria para disminuir la cantidad de trabajo que necesita realizar, en función de satisfacer sus necesidades. Muchos dispositivos que fueron diseñados hace muchos años han sufrido cambios para mejorar sus condiciones de operación, así como, su eficiencia. Un caso típico son las *bombas*, que es un dispositivo actualmente utilizado en la mayoría de las industrias, en casas-habitación, hoteles, etc; y que se ha utilizado desde la antigüedad con sistemas rústicos que algunas veces se operaban manualmente (por el hombre) y en ocasiones se tenía ayuda de la energía animal. Un efecto muy conocido que se presenta en las bombas bajo ciertas condiciones de operación es la *cavitación*, por lo que la ciencia ha dedicado gran parte de su tiempo en estudiar y entender este fenómeno, ya que regularmente es dañino para estos equipos. Al tener mayor información sobre este fenómeno es posible prevenir fallas, hacer que los equipos trabajen con mayor eficacia y finalmente impactar en el beneficio económico, esencial en nuestros días.

La cavitación es una condición hidráulica que puede existir en cualquier tipo de bomba. La elevación excesiva de la succión, la carga neta positiva de succión (NPSH)² por sus siglas en inglés, o la operación a una velocidad demasiado alta son causas comunes de la cavitación. La erosión, la vibración, y el ruido son provocadas comúnmente por la cavitación. La cavitación severa es acompañada generalmente por ruido excesivo y severos daños a la bomba, la cavitación suave no puede producir nada más que una reducción pequeña en eficacia de la bomba y moderar el desgaste de las partes de la bomba. Aunque en esta tesis se tratará solo la cavitación en bombas centrífugas es pertinente mencionar que la cavitación se presenta también en las bombas de diafragma, como en otras bombas. La cavitación en bombas de diafragma se presenta cuando se están haciendo succiones pobres de mezclas viscosas. El hecho es, que en la mayoría de los casos los caudales bajos, succión insuficiente, una elevación estática demasiado alta, una línea de succión demasiado larga, o una combinación de ambos, son condiciones que provocan la cavitación.

Además es posible experimentar la cavitación aunque la bomba tenga una succión inundada o en exceso. En este caso el fenómeno se presenta debido al intento de descargar más líquido del que se puede succionar a través de una línea de succión demasiado larga o un diámetro demasiado pequeño. Si una mezcla es absolutamente densa será solamente posible bombear una cantidad mucho más pequeña de lo que la capacidad de la bomba lo permita. Si el control del flujo se maneja con una válvula, ésta se puede abrir para aumentar capacidad y así evitar que una bomba cavite. La válvula mencionada se debe localizar aguas abajo de la bomba.

² Net positive suction head

La cavitación en las bombas centrífugas es un problema importante en la industria y donde quiera que esta se use, porque este tipo de bomba es un dispositivo básico. La detección y correcta identificación de la cavitación permite entender el tipo de cavitación que se presenta, todo esto puede ayudar a un sistema o a un operador a prevenir daños serios. Por esto es importante contar con un banco de pruebas de cavitación de bombas centrífugas.

En este trabajo se pretende diseñar y construir un banco, para que los alumnos que cursen la materia Turbomaquinaria puedan realizar una practica de cavitación. Este banco permitirá hacer mediciones de todos los parámetros que indiquen en que momento se presenta la cavitación en una bomba y de esta forma poder controlar el efecto y evitar cualquier daño al sistema.

CAPITULO I

BOMBAS

Como se mencionó anteriormente existen muchas personas que han dedicado gran parte de su vida al estudio de las bombas entre estas personas hay ingenieros, investigadores, obreros y gente especializada en el tema. Gracias a los múltiples estudios y experiencias realizadas acerca del tema, hoy en día tenemos bombas de muy buena calidad y eficiencia para todo tipo de aplicaciones, es muy importante mencionar que este tipo de maquinaria es ampliamente utilizada en infinidad de actividades desde casas-habitación, hasta grandes industrias, por lo que la ciencia aún dedica gran parte de su tiempo en aplicar nuevas tecnologías en función de obtener mejores resultados de diseño y operación de este tipo de maquinaria.

En la primera parte de este capítulo se habla de los diferentes tipos de bombas y su clasificación general de acuerdo a instituciones especializadas, dando especial énfasis a las bombas centrífugas, incluso se mencionan algunos factores para selección de bombas.

La segunda parte del capítulo trata las bombas centrífugas a detalle, las partes principales que la conforman, algunos parámetros de diseño³, y sus características generales. Se describen los componentes más importantes. Se incluye un análisis teórico del impulsor, que para algunos autores es considerado como la parte medular en el estudio de estos dispositivos hidráulicos.

1.1. Definición

Un equipo de bombeo es un transformador de energía. Recibe energía mecánica, que puede proceder de un motor eléctrico, térmico, etc., y la convierte en energía que un fluido adquiere en forma de presión, de posición o de velocidad.

Así tendremos bombas que se utilizan para cambiar la posición de un cierto fluido. Un ejemplo lo constituye una bomba de pozo profundo, que adiciona energía para que el agua del subsuelo salga a la superficie.

Un ejemplo de bombas que adicionan energía cinética sería una bomba en un oleoducto, en donde las cotas de altura, así como los diámetros de tuberías y consecuentemente las velocidades fuesen iguales, en tanto que la presión es incrementada para poder vencer las pérdidas de fricción que se tuviesen en la conducción.

Existen bombas trabajando con presiones y alturas iguales que únicamente adicionan energía de velocidad. Sin embargo, a este respecto, hay muchas confusiones en los términos de presión y velocidad, por la acepción que llevan implícita de las expresiones fuerza tiempo. En la mayoría de las aplicaciones de energía transferida

³ Estos parámetros de diseño son entre otros: la carga teórica, capacidad, eficiencia, velocidad específica.

por una bomba es una mezcla de las tres, las cuales se comportan de acuerdo con las ecuaciones fundamentales de la Mecánica de Fluidos.

Tabla 1.1. Clasificación de las bombas

Bombas	Cinéticas
	Verticales
	Rotatorias
	Centrifugas (sealless)
	Reciprocantes
	Acción directa (vapor)

Tabla 1.1a. Clasificación de las bombas cinéticas

Cinéticas	Centrifugas	Impulsor colgante	Impulsor cerrado	Unipaso	Succión a 90°
				Multipaso	En línea
					* En línea ANSI B73.2
					* Con estructura
					* Soporte en línea de centros API-610
					* Con estructura ANSI B73.1
					* Voluta de pozo húmedo
					* Impulsor de flujo axial (horizontal o vertical)
		Impulsor abierto	Unipaso		
			Multipaso		
		Sealless	* Canned motor		
			* Electromagnética		
		* Impulsor cerrado, una etapa	* Axial horizontal (split case)		
			* Radial vertical (split case)		
		* Impulsor abierto, dos etapas	* Axial horizontal (split case)		
			* Radial vertical (split case)		
		* Turbina regenerativa	Periférica	Unipaso	
				Multipaso	
		Cauce lateral			
		Efecto especial	* Centrifuga reversible		
			* Voluta giratoria (tubo pitot)		

Tabla 1.1b. Clasificación de las bombas verticales

Verticales	Flecha en línea	Pozo profundo	Flecha en línea abierta	
			Flecha en línea cerrada	
		Short setting	Descarga encima del piso	Flecha en línea abierta
				Flecha en línea cerrada
	Barril o pozo	Descarga abajo del piso	Flecha en línea abierta	
			Flecha en línea cerrada	
	Sumergible	Pozo	Boquilla en línea	
			Boquilla de succión en barril	
		Short setting	Open pit mounting	
			Montaje en barril	
Montaje horizontal en línea				

Lo inverso a lo que sucede en una bomba se tiene en una máquina llamada comúnmente turbina, la cual transforma la energía de un fluido, en sus diferentes componentes citadas, en energía mecánica.

Para una mayor claridad, buscando una analogía con las máquinas eléctricas, y para el caso específico del agua, una bomba sería un generador hidráulico, en tanto que una turbina sería un motor hidráulico.

Normalmente un generador hidráulico (bomba) es accionado por un motor eléctrico, térmico, etc., mientras que un motor hidráulico (turbina) acciona un generador eléctrico.

Tratándose de fluidos compresibles el generador suele llamarse compresor y el motor puede ser una turbina de aire, gas o simplemente un motor térmico.

1.2. Clasificación

Siendo tan variados los tipos de bombas que existen, es muy conveniente hacer una adecuada clasificación. La que se considera más completa, y que se usará en esta tesis, es la del "Hydraulic Institute"⁴. El mencionado Instituto tiene como miembros a más de cincuenta compañías fabricantes de equipos de bombeo en el mundo entero y se ha preocupado por mantener al día los llamados "standards". La tabla 1.1 muestra esta clasificación.

En las tablas 1.1 (a, b, c, d, e y f) se muestra la clasificación de las bombas cinéticas, verticales, rotatorias, centrífugas (sealless), reciprocantes y de acción directa (vapor);

⁴ Hydraulic Institute es una institución norteamericana no lucrativa fundada en 1917, dedicada a recopilar e intercambiar información de los productores más importantes de bombas en el mundo, y al mismo tiempo contribuir publicando estándares de fabricación, operación, mantenimiento, diseño, etc. Para mayor información se puede consultar la página www.pumps.org

respectivamente. Lo anterior de acuerdo a la información más reciente publicada en la página del Instituto de Hidráulica.

Tabla 1.1c. Clasificación de las bombas rotatorias

Rotatorias	Aspa	Paleta, cubo, cilindro o slipper	Aspa en rotor	Desplazamiento constante	
				Desplazamiento variable	
			Aspa en estator		
	Pistón	Axial	Desplazamiento constante		
			Desplazamiento variable		
		Radial	Desplazamiento constante	Pistón único	
			Desplazamiento variable	Pistón múltiple	
	Membrana flexible	Tubo flexible	Aspa flexible		
			Flexible liner		
Lóbulo	Sencillo	Múltiple			
Engranés	Externos	Espuela	Timed		
		Helicoidal	Untimed		
		Hueso de arenque			
	Internos	Creciente			
		No creciente			
Pistón circunferencial	Sencillo	Múltiple			
Tornillo	Sencillo	Cavidad progresiva			
		Tornillo y rueda			
	Múltiple	Timed			
		Untimed			

La clasificación mencionada nos permite apreciar la gran diversidad de tipos que existen y si a ello agregamos materiales de construcción, tamaños diferentes para manejo de gastos y presiones sumamente variables, así como los diferentes líquidos a trabajar, etc., entenderemos la importancia de este tipo de maquinaria y sus aplicaciones.

Tabla 1.1d. Clasificación de las bombas Centrífugas (Sealless)

Centrífugas (Sealless)	Canned motor	Impulsor cerrado	Succión a 90°
		Bomba y motor separados	En línea
		Vertical sumergible	
	Electromagnética	Impulsor abierto	
		Impulsor cerrado	
		Vertical sumergible	

Tabla 1.1e. Clasificación de las bombas reciprocantes

Potencia reciprocante	Horizontal	Simple acción	Pistón	Simple
	Vertical	Doble acción	Émbolo	Doble Múltiple

Tabla 1.1f. Clasificación de las bombas de acción directa

Acción directa (vapor)	Horizontal	Doble acción	Pistón	Simple
	Vertical		Émbolo	Doble

1.3. Factores para la selección del tipo de bomba

Los tres factores principales para determinar si usaremos una bomba de desplazamiento positivo son: presión, gasto y las siguientes características de los líquidos:

- Índice de acidez-alkalinidad (pH).
- Condiciones de viscosidad.
- Temperatura.
- Presión de vaporización del líquido a la temperatura de bombeo.
- Densidad
- Materiales en suspensión, tamaño, naturaleza, etc.
- Condiciones de abrasión.
- Contenido de impurezas

Antes de adentrarnos en mayores detalles, veamos las características generales de los diferentes tipos de bombas.

Las bombas de desplazamiento positivo reciprocantes son aplicables para:

- Gastos pequeños.
- Presiones altas.
- Líquidos limpios.

Las de desplazamiento positivo rotatorias para:

- a) Gastos pequeños y medianos.
- b) Presiones altas.
- c) Líquidos viscosos.

Las bombas "dinámicas" del tipo centrífugo:

- a) Gastos grandes.
- b) Presiones reducidas o medianas.
- c) Líquidos de todos tipos, excepto viscosos.

Las bombas reciprocantes se usaron mucho y su sustitución por las centrífugas ha sido simultánea a la del vapor por energía eléctrica, como fuente de energía.

Los progresos en los motores eléctricos ha propiciado el desarrollo de bombas centrífugas, mucho más ligeras y baratas.

En un principio, las bombas centrífugas tenían la desventaja de su baja eficiencia; sin embargo, las mejoras obtenidas a base de investigaciones continuas, las ha puesto siempre a la cabeza en el aspecto competitivo. Tienen a su favor las condiciones de descarga constante, a una presión dada, que no tienen las reciprocantes; y además, no presentan problemas de válvulas, que son tan comunes en las reciprocantes.

Actualmente las bombas centrífugas también cubren el campo de las altas presiones, que se logran mediante las bombas de varios pasos accionadas a altas velocidades.

En cuanto a capacidades, las bombas centrífugas se han construido para gastos que van desde un galón por minuto a más de un millón de galones por minuto. Las gigantescas bombas usadas en las presas de almacenamiento europeas y americanas requieren motores que, en algunos casos, exceden los 100,000 hp.

Se puede afirmar que dos terceras partes de las bombas utilizadas son centrífugas.

1.4. Bombas centrífugas

Las partes constitutivas de una bomba centrífuga dependen de su construcción y tipo. Por esta razón existe una innumerable cantidad de piezas, las cuales se han numerado de 1 a 170 por el Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos de América. De la lista que aparece en el libro del Instituto se han tomado las partes más usadas, cuyos nombres se enumeran a continuación y se ilustran en la figura 1.1.

- | | |
|--|--------------------------------------|
| 1. Carcaza
A: Mitad superior
B: Mitad inferior | 32. Cuña del impulsor |
| 2. Impulsor | 33. Alojamiento de balero (exterior) |
| 4. Propela | 35. Cuña de la propela |
| 6. Flecha | 37. Tapa de balero (exterior) |
| 7. Anillo de desgaste de la carcaza | 39. Buje del balero |
| 8. Anillo de desgaste del impulsor | 40. Deflector |
| 9. Tapa de succión | 42. Cople (mitad motor) |
| 11. Tapa del estopero | 44. Cople (mitad bomba) |
| 13. Empaque | 46. Cuña del cople |
| 14. Camisa de flecha | 48. Buje del cople |
| 15. Tazón de descarga | 50. Tuerca del cople |
| 16. Balero (interior) | 52. Perno del cople |
| 17. Prensaestopas | 59. Tapa de registro |
| 18. Balero (exterior) | 68. Collarín de la flecha |
| 19. Soporte de baleros | 72. Collarín axial |
| 20. Tuerca de la camisa | 78. Espaciador de balero |
| 22. Tuerca del balero | 85. Tubo de protección de la flecha |
| 24. Tuerca del impulsor | 89. Sello |
| 25. Anillo de desgaste de cabeza succ. | 91. Tazón de succión |
| 27. Anillo de la tapa del estopero | 101. Tubo de columna |
| 29. Jaula de sello | 103. Chumacera de conexión |
| 31. Alojamiento de balero (interior) | 123. Tapa de balero |
| | 125. Grasera de copa |
| | 127. Tubería de sello |

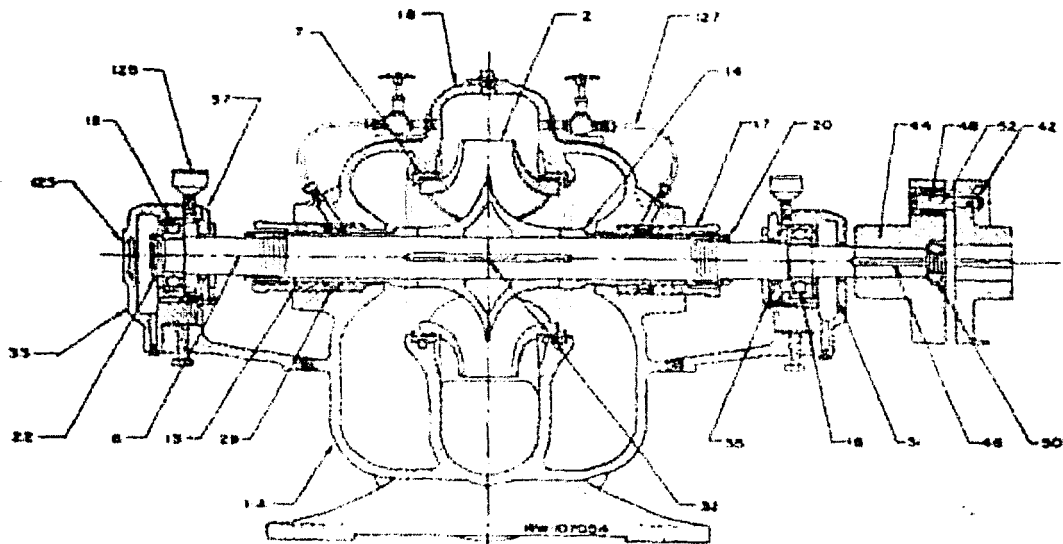


Figura 1.1

1.4.1. Tamaño. El tamaño nominal de una bomba centrífuga se determina generalmente por el diámetro interior de la brida de descarga. Sin embargo, esta designación muchas veces no es suficiente puesto que no determina el gasto que puede proporcionar una bomba, ya que éste dependerá de la velocidad de rotación así como del diámetro del impulsor.

1.4.2. Sentido de rotación. El sentido de rotación de una bomba centrífuga puede ser:

- a) En el sentido de las manecillas del reloj.
- b) En el sentido contrario a las manecillas del reloj.

El punto de observación debe ser en una bomba horizontal cuando el observador está colocado en el lado del cople de la bomba.

Lo mismo sucede en las bombas verticales en las cuales el observador debe colocarse mirando hacia abajo en la flecha superior de la bomba.

1.4.3. Clasificación de las bombas por el tipo de material de sus partes. Las designaciones del material frecuentemente usadas para bombas son:

1. Bomba estándar (hierro y bronce).
2. Bomba toda de hierro.
3. Bomba toda de bronce.
4. Bombas de acero con partes internas de hierro o acero inoxidable.
5. Bombas de acero inoxidable.

Las bombas centrífugas pueden construirse también de otros metales y aleaciones como porcelana, vidrio, hules, etc.

Las condiciones de servicio y la composición del líquido manejado determinarán el tipo de material que se usará.

Para bombas de alimentación de agua potable la construcción más normal es la estándar de hierro y bronce.

En general, las condiciones de servicio que afectan principalmente la selección de materiales son las siguientes:

- a) Corrosión del líquido manejado.
- b) Acción electroquímica.
- c) Abrasión de los sólidos en suspensión.
- d) Temperatura de bombeo.
- e) Carga de operación.
- f) Vida esperada.

Como se ve, en el caso de bombas para alimentación de agua potable, los factores anteriores no están presentes, a excepción de la abrasión que puede producirse con pozos donde exista arena.

Un factor que puede afectar la selección de materiales para bombas de alimentación de agua potable es el tipo de lubricación. En los casos en que el aceite lubricante pudiese contaminar el agua se usa lubricación por agua, teniéndose entonces

camisas de acero inoxidable y chumaceras de hule montado en soportes de chumacera de bronce.

1.4.4. Clasificación de las bombas por el tipo de succión. Se pueden catalogar como:

1. Simple succión.
2. Doble succión (ambos lados del impulsor).
3. Succión negativa (nivel del líquido inferior al de la bomba).
4. Succión positiva (nivel del líquido superior al de la bomba).
5. Succión a presión (la bomba succiona el líquido de una cámara hermética donde se encuentra ahogada y a donde llega el líquido a presión).

1.4.5. Clasificación de las bombas rotodinámicas por su dirección de flujo. De acuerdo a lo anterior se dividen en:

1. Flujo radial.
2. Flujo mixto.
3. Flujo axial.

Las bombas de flujo radial tienen impulsores generalmente angostos de baja velocidad específica, que desarrollan cargas altas. El flujo es casi totalmente radial y la presión desarrollada es debida principalmente a la fuerza centrífuga.

En las bombas de flujo mixto el flujo cambia de axial a radial. Son bombas para gastos y cargas intermedias y la velocidad específica de los impulsores es mayor que las de flujo radial.

En las bombas de flujo axial llamadas de propela el flujo es completamente axial y sus impulsores son de alta velocidad específica, gran caudal y pequeña carga.

1.4.6. Carcaza

La función de la carcaza en una bomba centrífuga es convertir la energía de velocidad impartida al líquido por el impulsor en energía de presión. Esto se lleva a cabo mediante reducción de la velocidad por un aumento gradual del área.

Las carcazas tienen la siguiente clasificación:

- Según la manera de efectuar la conversión de energía: voluta (simple y doble) y difusor.
- Según su construcción: de una pieza y partida (por un plano horizontal, por un plano vertical y por un plano inclinado).
- Según sus características de succión: simple, doble y succión por un extremo (lateral, superior e inferior).
- Según el número de pasos: de un paso, de varios pasos.

La carcaza tipo voluta. Es llamada así por su forma de espiral. Su área es incrementada a lo largo de los 360° que rodean al impulsor hasta llegar a la garganta de la carcaza donde conecta con la descarga (Figura 1.2).

Debido a que la voluta no es simétrica, existe un desbalanceo de presiones, lo cual origina una fuerza radial muy apreciable sobre todo si la bomba se trabaja con gastos alejados y menores al gasto del punto de máxima eficiencia.

La magnitud de este empuje radial es una función de la carga, diámetro del impulsor, ancho del mismo y diseño de la misma carcaza. Cuando se quiere eliminar el problema del empuje radial que se produce en una bomba de simple voluta, se usa una bomba de doble voluta en la cual cada voluta toma la mitad del gasto y cada una de ellas tiene su garganta colocada 180° distante. Esta variante se usa solamente en bombas grandes.

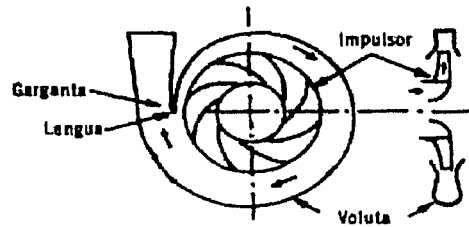


Figura 1.2

La carcaza tipo difusor. Consiste en una serie de aspas fijas que además de hacer el cambio de energía de velocidad a presión, guían el líquido de un impulsor a otro. Su aplicación más importante es en las bombas de pozo profundo, que son bombas de varios pasos con impulsores en serie como se muestran en las figuras 1.3 y 1.4.

Según su construcción las carcazas pueden ser de una sola pieza o partidas. Las carcazas de una sola pieza, por supuesto, deben tener una parte abierta por donde entra el líquido. Sin embargo, para poder introducir el impulsor, es necesario que la carcaza esté partida y ello puede ser a través de un plano vertical, horizontal e inclinado.

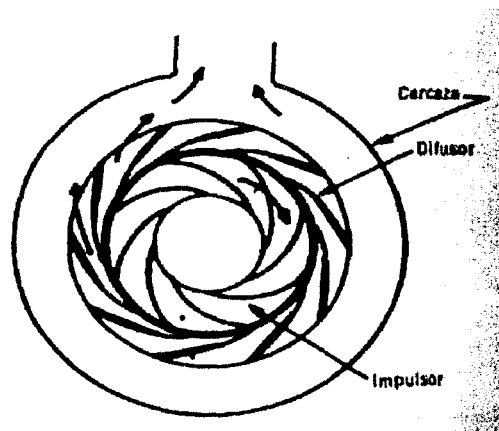


Figura 1.3

Las carcazas que están partidas por un plano horizontal tienen la gran ventaja de que se pueden inspeccionar las partes internas sin tener que quitar las tuberías, y se designan como bombas de caja partida. Se usan para abastecimiento de agua en grandes cantidades.

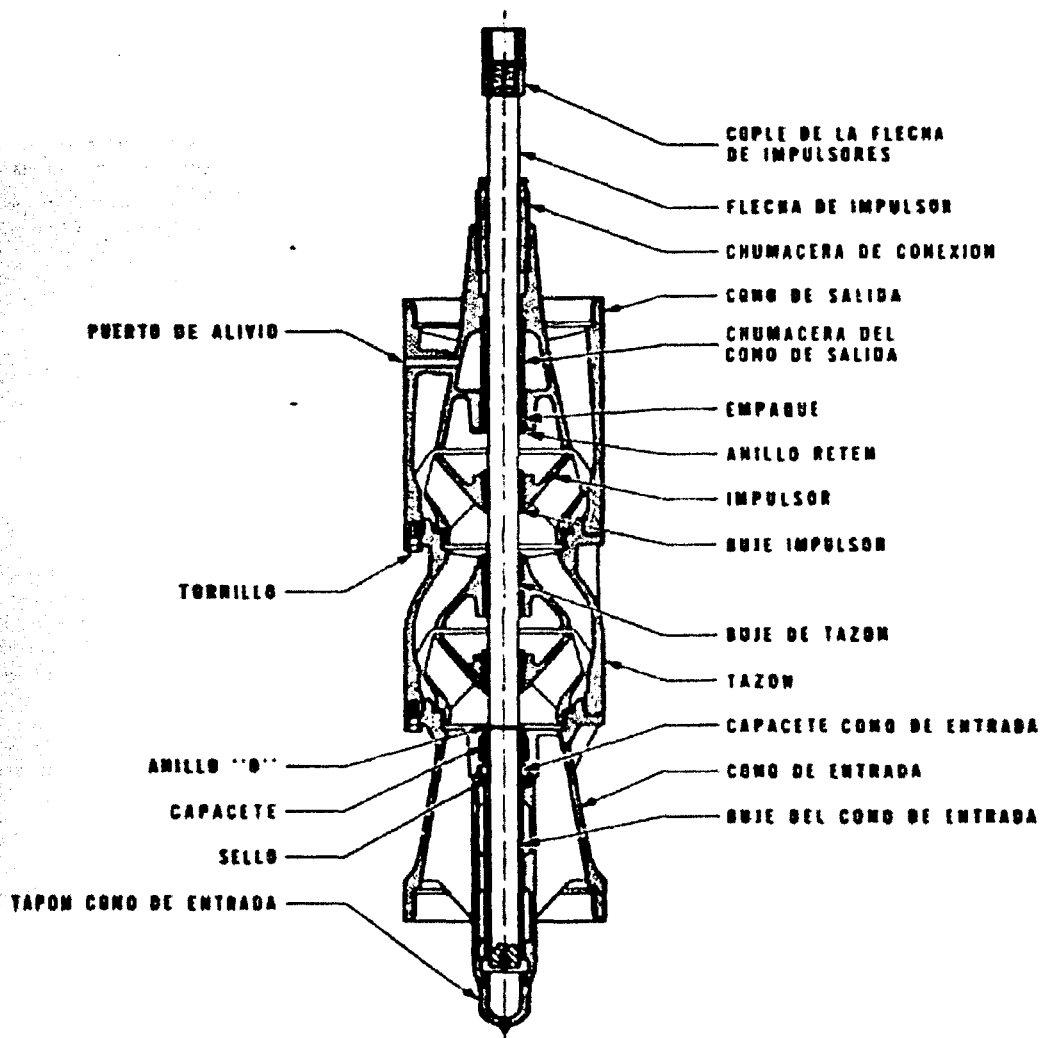


Figura 1.4

Las bombas con carcasa inclinada se usan mucho en aquellos casos en que se manejan pulpas o pastas que continuamente están obstruyendo el impulsor y cuya revisión es continua, pero su uso es para fábricas de papel o ingenios.

Según sus características de succión las carcazas pueden ser de simple o doble succión, correspondiendo a las características del impulsor que succionará el agua por uno o ambos extremos.

Pero por lo que se refiere propiamente a la carcaza, se puede tener succión lateral superior e inferior. Las ventajas de las distintas disposiciones dependen del uso específico a que se vaya a destinar la bomba centrífuga y depende, principalmente, de las necesidades y colocación de las tuberías de succión y descarga.

Por último, la carcaza puede ser de uno o varios pasos según contenga uno o más impulsores.

Un caso ya citado fue el de la bomba de pozo profundo, pero en ella cada tazón lleva su propio impulsor, por lo cual, aún cuando la bomba es de varios pasos, el tazón sólo está construido para alojar un solo impulsor.

Existen carcazas de bombas centrífugas mucho más complicadas las cuales deben alojar varios impulsores. Estas bombas se usan para altas presiones y las carcazas deben tener los conductos que comuniquen de uno a otro paso.

Finalmente es importante considerar el fluido y condiciones de trabajo para definir él o los materiales a utilizar en la fabricación de la carcaza.

1.4.7. Impulsores

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga. Recibe el líquido y le imparte una velocidad de la cual depende la carga producida por la bomba.

Los impulsores se clasifican según:

- El tipo de succión: de succión simple y doble.
- La forma de las aspas: aspas de curvas radiales, tipo Francis, Flujo mixto y tipo propela.
- La dirección del flujo: radial, mixto y axial.
- La construcción mecánica: abierto, semiabierto y cerrado.
- La velocidad específica: baja, media y alta.

En un impulsor de simple succión el líquido entra por un solo extremo, en tanto que el de doble succión podría considerarse como uno formado por dos de simple succión, colocados espalda con espalda.

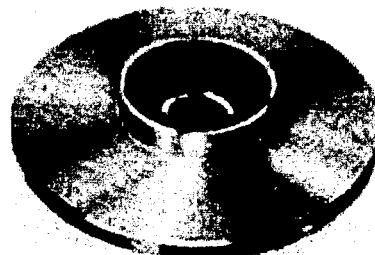
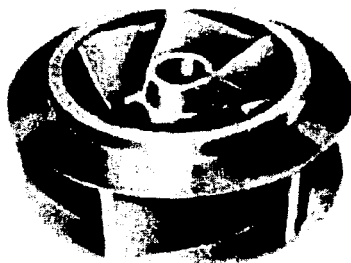


Figura 1.5 y 1.6. Impulsor tipo Francis e impulsor de aspas curvas radiales.

El de doble succión tiene entrada por ambos extremos y una salida común. El impulsor de simple succión es más práctico y usado, debido a razones de manufactura y a que simplifica considerablemente la forma de la carcasa. Sin embargo, para grandes gastos, es preferible usar un impulsor de doble succión, ya que para la misma carga maneja doble gasto. Tiene además la ventaja de que debido a la succión por lados opuestos no se produce empuje axial; sin embargo, complica bastante la forma de la carcasa.

En cuanto a la *forma de las aspas* hemos visto cuatro grupos que se ilustran en las figuras 1.5, 1.6, 1.7 y 1.8, explicándose al mismo tiempo su tipo de flujo y velocidad específicos.

Los impulsores de aspas de simple curvatura son de flujo radial y están sobre un plano perpendicular. Generalmente son impulsores para gastos pequeños y cargas altas, por lo cual son impulsores de baja velocidad específica. Manejan líquidos limpios sin sólidos en suspensión.

En un impulsor tipo Francis (Figura 1.5.), las aspas tienen doble curvatura. Son más anchas y el flujo tiende a ser ya radial, ya axial. La velocidad específica va aumentando y la curva de variación del gasto con la carga se hace más plana.

Una variante de este tipo lo constituye el clásico impulsor de flujo mixto, es decir, radial-axial, en el cual empieza ya a predominar el flujo mixto. Se pueden manejar líquidos con sólidos en suspensión.

Por último, tenemos los impulsores tipo propela, de flujo completamente axial para gastos altísimos y cargas reducidas, que vienen a ser los de máxima velocidad específica. Tienen pocas aspas y pueden manejar líquidos con sólidos en suspensión de tamaño relativamente grande. Son especialmente adecuados para bombas de drenaje en ciudades. Otro tipo de aspas es el de los impulsores centrífugos inatascables.



Figura 1.7 y 1.8. Impulsor de doble flujo e impulsor mixto.

Por su construcción mecánica se ve que pueden ser completamente abiertos, semiabiertos o cerrados.

Un impulsor abierto es aquél en el cual las aspas están unidas al mamelón central sin ningún plato en los extremos. Si estos impulsores son grandes en diámetro, resultan muy débiles, por lo cual, aún cuando en realidad son semiabiertos, lo que se conoce como impulsores abiertos, llevan un plato en la parte posterior que les da resistencia.

Estos impulsores abiertos tienen la ventaja de que pueden manejar líquidos ligeramente sucios ya que la inspección visual es mucho más simple y posible. Tienen la desventaja de tener que trabajar con claros muy reducidos.

Los impulsores cerrados pueden trabajar con claros mayores entre ellos y la carcasa, ya que en realidad el líquido va canalizando entre las tapas integrales con las aspas que cubren ambos lados del impulsor. Por esta razón no se presentan fugas ni recirculación. Son los impulsores más usados en aplicaciones generales de las bombas centrífugas de simple y doble succión, así como en las bombas de varios pasos.

1.4.8. Anillos de desgaste

La función del anillo de desgaste es el tener un elemento fácil y barato de remover en aquellas partes en donde, debido a las cerradas holguras que se producen entre el impulsor que gira y la carcasa fija, la presencia del desgaste es casi segura. En esta forma, en lugar de tener que cambiar todo el impulsor o toda la carcasa, solamente se quitan los anillos, los cuales pueden estar montados a presión en la carcasa o en el impulsor, o en ambos.

Existen diversos tipos de anillos y deberá escogerse el más adecuado para cada condición de trabajo y de líquido manejado. Estos incluyen: a) anillos planos; b) anillos en forma de L; c) anillos de laberinto, de los cuales se pueden ver interesantes ilustraciones en la figura 1.9.

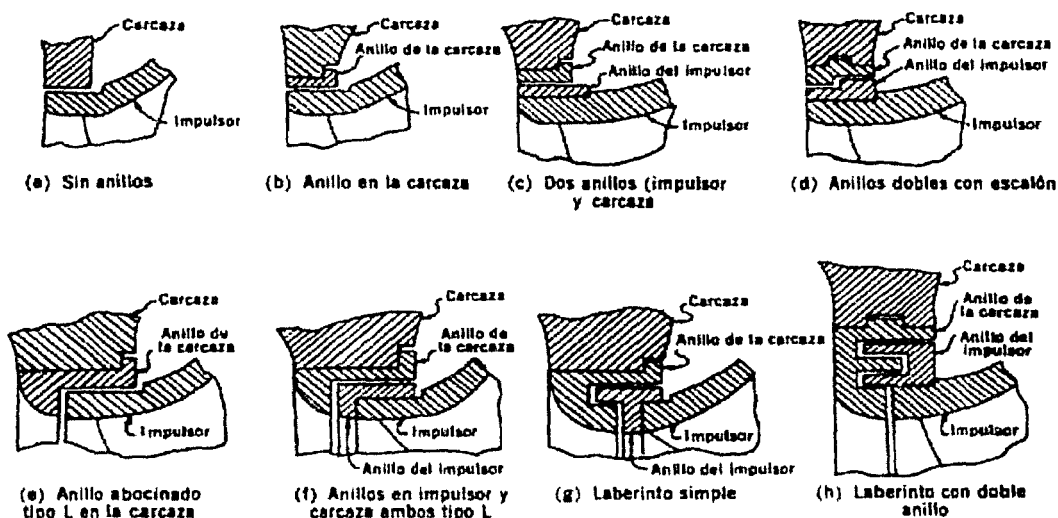


Figura 1.9. Diferentes tipos de anillos de desgaste.

Deberá cuidarse el claro que existe entre los anillos, puesto que si es excesivo resultará en una recirculación considerable, y si es reducido, éstos pueden pegarse,

sobre todo si los materiales tienen tendencia a adherirse entre sí (afinidad química), como el caso de los aceros inoxidable.

Generalmente en las bombas centrífugas estándar se usa bronce y en el caso de aceros inoxidable éstos deberán tener una diferencia mínima de dureza, de 50 Brinell.

1.4.9. Teoría del impulsor

Esta teoría comprende el estudio de las componentes de la velocidad del flujo, el cual puede mejorarse recurriendo a un procedimiento gráfico en el que se usen vectores. La forma de tal diagrama vectorial es triangular y se conoce como triángulo de velocidades.

Estos triángulos se pueden trazar para cualquier punto de la trayectoria del flujo a través del impulsor pero usualmente sólo se hacen para la entrada y salida del mismo. El triángulo está conformado por tres vectores:

- u: velocidad periférica del impulsor;
- w: velocidad relativa del flujo;
- c: velocidad absoluta del flujo.

La velocidad relativa se considera con respecto al impulsor y la absoluta, con respecto a la carcaza; esta última es siempre igual a la suma vectorial de la relativa y la circunferencial.

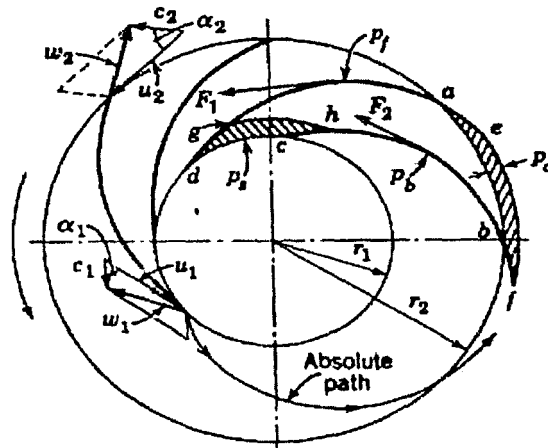


Figura 1.10. Velocidades, ángulos y fuerzas del impulsor.

Las velocidades citadas llevan subíndices 1 o 2 según sean a la entrada o la salida. Pueden llevar también los subíndices 0 y 3 que corresponden a un punto anterior a la entrada del impulsor y a uno posterior a la salida, respectivamente. En la figura 1.10 se muestran los vectores en el impulsor así como los triángulos de entrada y salida.

Las componentes de la velocidad absoluta normales, a la velocidad periférica, son designadas como cm_1 y cm_2 para los diagramas de entrada y salida. Esta componente es radial o axial, según sea el impulsor. En general, se lo llamará meridional y llevará un subíndice m.

A menos que se especifique otra cosa, todas las velocidades se considerarán como velocidades promedio para las secciones normales a la dirección del flujo. Esta es una de las aproximaciones hechas en los estudios teóricos y diseños prácticos, que no es exactamente verdadera en la realidad.

La velocidad periférica u se podrá calcular con la siguiente ecuación:

$$u = \frac{\pi D}{12} \times r.p.s = \frac{D \times r.p.m.}{229} [pies / seg] = \frac{D \times r.p.m.}{751.3} [m / seg] \quad \dots 1.1$$

en la cual D es el diámetro del círculo en pies y metros, respectivamente.

1.4.10. Carga teórica de una bomba centrífuga

La expresión para la carga teórica de una bomba centrífuga se obtiene aplicando el principio del momento angular a la masa de líquido que circula a través del impulsor. Este principio establece que el cambio del momento angular de un cuerpo con respecto al eje de rotación, es igual al par de fuerzas resultantes sobre el cuerpo, con respecto al mismo eje.

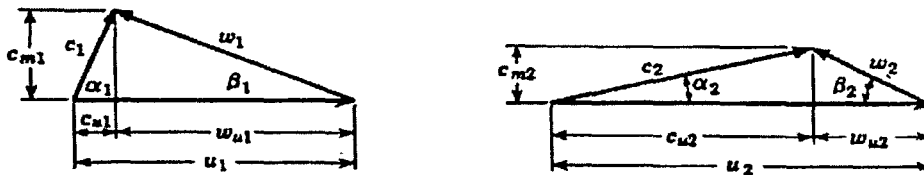


Figura 1.11. Triángulos de velocidades.

Momento hidráulico de una vena es el que se origina por el impulso del agua de esta vena con respecto al eje de rotación.

En la figura 1.10 consideremos una masa líquida que llene completamente el espacio entre dos aspas del impulsor. En el instante ($t = 0$) su posición es $abcd$ y después del intervalo dt su posición ha cambiado a $efgh$, al salir una capa de espesor diferencial $abef$. Esta es igual a la masa líquida que entra en un intervalo de tiempo dt y está representada por $cdgh$.

La parte $abgh$ del líquido contenido entre las aspas, no cambia su momento hidráulico. Por lo tanto, el cambio de momento hidráulico del contenido total del canal está dado por el cambio de momento de la masa dm que entra al impulsor y la masa dm que sale.

Este cambio del momento hidráulico es igual al momento de todas las fuerzas externas aplicadas al líquido contenido entre las dos aspas.

Deduciremos a continuación la fórmula:

En un cierto tiempo dt entra un volumen dV cuya masa es:

$$dM = \frac{\gamma}{g} dV \quad \dots 1.2$$

cuyo impulso valdrá:

$$I_1 = \frac{\gamma}{g} dV \cdot c_1 \quad \dots 1.3$$

El impulso a la salida será:

$$I_2 = \frac{\gamma}{g} dV \cdot c_2 \quad \dots 1.4$$

Por lo que se refiere al momento hidráulico, a la entrada será:

$$Mh = \frac{\gamma}{g} dV \cdot c_1 \cdot r_1 \cos \alpha_1 \quad \dots 1.5$$

y a la salida:

$$Mh = \frac{\gamma}{g} dV \cdot c_2 \cdot r_2 \cos \alpha_2 \quad \dots 1.6$$

Por consiguiente, el par por unidad de tiempo será:

$$T = \Delta Mh = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{dV}{dt} \cdot (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad \dots 1.7$$

Ahora bien, las fuerzas externas aplicadas al líquido contenido entre las aspas son:

1. La diferencia de presiones sobre los dos lados de la vena (p_f y p_b).
2. Las presiones p_d y p_s sobre las caras ab y cd son fuerzas radiales, por lo cual no tienen momento alrededor del eje de rotación.
3. Las fuerzas de fricción hidráulicas que se oponen al flujo relativo y producen un par, además, del que ejercen las aspas del impulsor. Estas fuerzas se desprecian aún en el flujo idealizado.

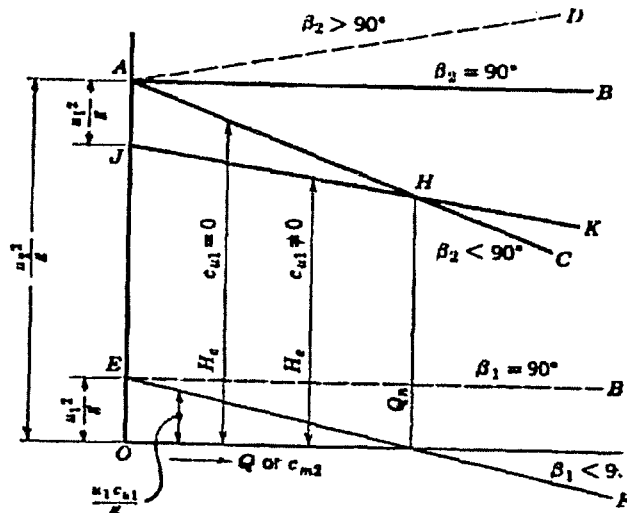


Figura 1.12. Curvas (H-Q) de Euler.

Si multiplicamos la ecuación (1.7) por ω obtenemos:

$$T\omega = \frac{\gamma Q}{g} \cdot \omega \cdot (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad \dots 1.8$$

Ahora bien, esto es igual a la potencia hidráulica aplicada al líquido por las aspas del impulsor.

Al sustituir $u_2 = \omega r_2$ y $c_2 \cos \alpha_2 = cu_2$ obtenemos:

$$P = \frac{\gamma Q}{g} (u_2 cu_2 - u_1 cu_1) \quad \dots 1.9$$

Si suponemos que no hay pérdidas de carga entre el impulsor y el punto donde se mide la carga dinámica total, se dispone de esta potencia a la salida.

$$P = Q\gamma Hi = \frac{Q\gamma}{g} (u_2 cu_2 - u_1 cu_1) \quad \dots 1.10$$

Al eliminar Q obtenemos la expresión para la carga teórica:

$$Hi = \frac{u_2 cu_2 - u_1 cu_1}{g} \quad (\text{Ecuación de Euler}) \quad \dots 1.11$$

De esta ecuación se deduce que para obtener la máxima carga, el líquido debe penetrar radialmente en el impulsor, con lo cual $cu_1 = 0$ y debe salir formando un ángulo lo más pequeño posible para que cu_2 tienda a 1.

Si $cu_1 = 0$ la ecuación de Euler se reduce a:

$$Hi = \frac{u_2 cu_2}{g} \quad \dots 1.12$$

Por sustitución trigonométrica de los triángulos de velocidad:

Ley de los cósenos. $\omega_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2u_2 c_2 \cos \alpha_2$

$$\omega_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1$$

de las cuales:

$$2u_2 cu_2 = \omega_2^2 - c_2^2 - u_2^2$$

$$2u_1 cu_1 = \omega_1^2 - c_1^2 - u_1^2$$

Sustituyendo en la ecuación de Euler, obtenemos:

$$Hi = \frac{\omega_2^2 - c_2^2 - u_2^2 - \omega_1^2 + c_1^2 + u_1^2}{2g}$$

que separamos en tres términos, quedando:

$$Hi = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2g} \quad \dots 1.13$$

El primer término representa la presión generada por las fuerzas centrífugas que actúan sobre las masas del líquido que viajan del diámetro D_1 al diámetro D_2 .

El segundo muestra el cambio de la energía cinética del flujo desde el ojo del impulsor hasta la descarga del mismo. El último es un cambio de presión debido al cambio de velocidad relativa del flujo al pasar por el impulsor.

Si en las ecuaciones (1.7) y (1.8) c_1 y c_2 representan las velocidades absolutas reales y α_1 y α_2 sus verdaderas direcciones; P de la ecuación (1.9) representa la potencia real dada al líquido por el impulsor. En ese caso las ecuaciones (1.11), (1.12) y (1.13) nos darán la carga teórica de la bomba.

Sin embargo, en la práctica no se conocen las verdaderas velocidades y sus direcciones. Lo que se hace es dibujar los triángulos de velocidad sobre los ángulos de las aspas y por medio de la ecuación (1.13) calcular la carga. Estos triángulos así trazados se llaman triángulos de velocidades; y la carga obtenida, carga de Euler. Esta carga es un poco mayor que la teórica, y no es posible calcular con ella la verdadera potencia hidráulica.

1.4.11. Curvas características teóricas

La ecuación de Euler para la carga en su forma más simple, es suponiendo que el líquido entra al impulsor radialmente ($cu_1 = 0$), por tanto:

$$He = \frac{u_2 cu_2}{g} \quad \dots 1.14$$

Puede mostrarse que esta es la ecuación de una línea recta, la cual dará la variación de la carga de Euler con la capacidad.

En efecto, tenemos que:

$$cu_2 = u_2 - \omega u_2 = u_2 - \frac{cm_2}{\tan \beta_2} \quad \dots 1.15$$

lo cual sustituido en la ecuación (1.14) nos da:

$$He = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 cm_2}{g \tan \beta_2} \quad \dots 1.16$$

En esta ecuación cm_2 es proporcional a la capacidad Q , puesto que ésta es igual a cm_2 multiplicada por el área normal a ella.

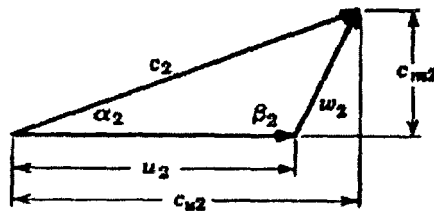


Figura 1.13 Triángulo de descarga para $\beta_2 > 90^\circ$.

Si aplicamos la ecuación anterior a un sistema de ejes H-Q, obtenemos una recta que intercepta al eje de cargas a una distancia $\frac{u_2^2}{g}$ y al de gastos o velocidades a una distancia $u_2 \tan \beta_2$.

La pendiente de esta línea depende del ángulo β_2 . Cuando $\beta_2 = 90^\circ$ la línea de capacidad-carga es una recta paralela al eje de capacidad con una ordenada de valor

$$He = \frac{u_2^2}{g}. \text{ Este caso se presenta cuando se tiene un impulsor con aspas radiales.}$$

Para $\beta_2 < 90^\circ$ la carga decrece cuando la capacidad incrementa. Con $\beta_2 > 90^\circ$ la carga incrementa con la velocidad.

Esta condición no puede cumplirse ni aún en bombas ideales, ya que el flujo no puede producirse si se presenta una presión o carga más alta, que la que se produce con la válvula cerrada.

El significado de esto puede ser apreciado refiriéndonos a la figura 1.13. Cuando $\beta_2 > 90^\circ$ la velocidad absoluta c_2 y su componente tangencial cu_2 son mayores que u_2 , así que el líquido se mueve más aprisa que el aspa del impulsor.

Esto sólo se puede realizar por una acción de impulso con un impulsor similar a la rueda Pelton. Por otra parte, la carcasa tendría que convertir velocidad en presión, al mismo tiempo que permitir la acción de impulso; cosa que es imposible.

Cuando la llegada al ojo del impulsor es tal que el líquido tiene pre-rotación antes de que lo maneje el impulsor, el término substractivo de la ecuación (1.11) no es igual a cero y la curva capacidad-carga es obtenida como sigue:

$$\begin{aligned} \text{Sea:} \quad H_1 &= \frac{u_1 cu_1}{g} \quad \text{y} \\ cu_1 &= u_1 - \omega u_1 = u_1 - \frac{cm_1}{\tan \beta_1} \\ \therefore H_1 &= \frac{u_1^2}{g} - \frac{u_1 cm_1}{\tan \beta_1} \quad \dots 1.17 \end{aligned}$$

Esta ecuación es también una recta que corta el eje de las cargas de $\frac{u_1^2}{g}$, la cual es paralela al eje de capacidades para $\beta_1 = 90^\circ$ y decrece para valores $\beta_1 < 90^\circ$ (línea EF).

La línea representativa de la carga de Euler se obtiene restando las ordenadas de la línea EF de las de AC. Sin embargo, en diseños normales la pre-rotación se suprime para facilitar el cálculo.

En la práctica los ángulos de descarga β_2 varían entre 15° y 35° , siendo el rango normal $25^\circ > \beta_2 > 20^\circ$. El ángulo de entrada se encuentra entre los límites $50^\circ > \beta_1 > 15^\circ$.

Por lo que se refiere a las potencias, en una bomba ideal, la potencia que entra es igual a la que sale, o en otras palabras, los caballos al freno son iguales a los caballos de agua.

La forma de la curva de potencia se obtiene multiplicando la ecuación (1.14) por Q o por Kcm^2 donde K es una constante para una bomba dada y se puede determinar mediante una apropiada selección de parámetros.

$$\frac{w.h.p.}{K} = \frac{u_2^2 cm_2}{g} - \frac{u_2 cm_2^2}{g \tan \beta_2} \quad \dots 1.18$$

Cuando $\beta_2 = 90^\circ$ la ecuación (1.16) representa una línea recta que pasa por el origen. Para $\beta_2 < 90^\circ$ es una parábola tangente, en el origen, a la recta anterior.

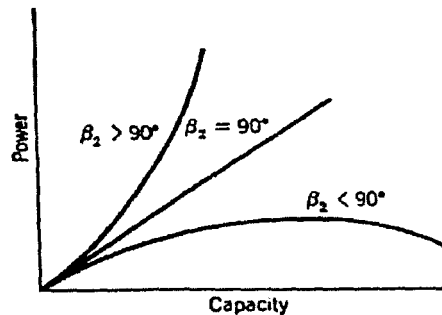


Figura 1.14. Curvas de potencia.

1.4.12. Eficiencias

En una bomba centrífuga el impulsor genera toda la carga. El resto de las partes no ayudan a aumentarla, sino que producen pérdidas inevitables, tanto hidráulicas como mecánicas.

Todas las pérdidas que se originan entre los puntos donde se mide la presión de succión y descarga, constituyen las pérdidas hidráulicas.

Estas incluyen pérdidas por fricción a lo largo de la trayectoria del líquido desde la brida de succión hasta la de descarga; pérdidas debidas a cambio brusco, tanto en área como en dirección de flujo; y todas las pérdidas debidas a remolinos, cualquiera que sea su causa.

La eficiencia hidráulica se define como la razón de la carga dinámica total disponible a la carga de entrada:

$$e_h = \frac{H}{H_i} = \frac{H_i - \text{pérdidas} \cdot \text{hidráulicas}}{H_i}$$

$$\text{La eficiencia vena} = \frac{H_i(\text{carga de entrada})}{H_e(\text{carga de Euler})}$$

En la figura 1.15 AED es el triángulo de Euler; y AFD el triángulo de velocidad a la entrada. El área AFB es proporcional a la potencia comunicada al impulsor, ya que:

$$H_i = \frac{u_2 c u_2}{g}$$

$$Q = c m_2 A_2$$

donde A_2 es el área de descarga del impulsor normal a $c m_2$

$$P = Q \gamma H_i = \frac{u_2 c u_2}{g} \times c m_2 \gamma A_2 = \frac{c u_2 c m_2}{2} \times K.$$

En la cual K es una constante; por consiguiente, el triángulo AFB es proporcional a la potencia a la potencia de entrada. Similarmente el área AEC es proporcional a la

potencia que produce la carga de Euler. Por consiguiente, el cociente de las dos áreas es la eficiencia de la vena:

$$\frac{AFB}{AEC} = \frac{Hi}{He} = \frac{c'u_2}{cu_2}$$

o sea que el triángulo de Euler se toma como punto de referencia y las eficiencias se refieren a él.

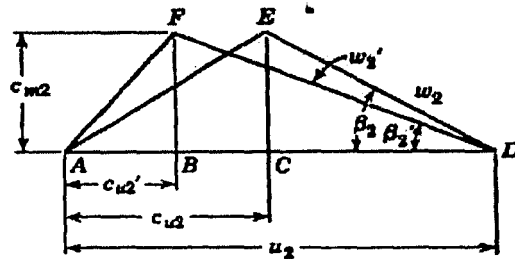


Figura 1.15. Triángulos de Euler.

Además de las pérdidas de carga existen pérdidas de capacidad, debido a las fugas que existen en los espacios entre partes rotatorias y estacionarias de las bombas.

El gasto en la descarga de la bomba es menor que en la succión y también, es menor que el gasto que pasa por el impulsor. El cociente de los dos gastos se llama la eficiencia volumétrica:

$$\frac{Q}{Q_i} = \frac{Q}{Q + Q_L} = e_v$$

donde Q_L es la suma de las fugas.

Las pérdidas mecánicas incluyen pérdidas de potencia en chumaceras y estoperos y la fricción en el disco. La última pérdida es de tipo hidráulico, pero se agrupa con las pérdidas mecánicas puesto que se produce fuera del flujo a través de la bomba y no ocasiona una pérdida de carga.

La eficiencia mecánica es el cociente de la potencia realmente absorbida por el impulsor y convertida en carga, y la potencia aplicada a la flecha de la bomba:

$$e_m = \frac{\text{Potencia} \cdot \text{al} \cdot \text{freno} - \text{pérdidas} \cdot \text{mecánicas}}{\text{Potencia} \cdot \text{al} \cdot \text{freno}}$$

$$e_{\text{total}} = e_v \cdot e_h \cdot e_m$$

1.4.13. Entrada al impulsor y pre-rotación

Al estudiar el efecto del canal de entrada al impulsor sobre el funcionamiento de éste, es mejor tomar en consideración parte del tubo de succión, ya que la reacción del impulsor sobre el flujo puede extenderse a una considerable distancia detrás del impulsor.

El flujo a través del impulsor y después de él es causado por la caída del gradiente de energía abajo del nivel que existe con flujo nulo.

Siguiendo el gradiente de energía, el líquido fluye por la trayectoria de mínima resistencia.

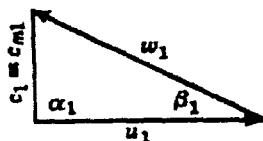


Figura 1.16. Triángulo de velocidad a la entrada.

El líquido adquiere una pre-rotación al entrar a los canales del impulsor, y su dirección depende del ángulo de entrada del aspa β_1 , la capacidad a manejar y la velocidad periférica, factores que determinan el triángulo de velocidades a la entrada.

Es evidente que la resistencia a fluir es mínima si el líquido entra al impulsor en un ángulo cercano al ángulo del aspa β_1 .

Sin embargo, para una velocidad dada del impulsor sólo hay un gasto que permite al líquido entrar meridionalmente al impulsor sin pre-rotación. Esto se muestra en la figura 1.16.

Con un gasto considerablemente menor que el normal, el líquido adquirirá pre-rotación en la dirección de rotación del impulsor para poder entrar al impulsor con un ángulo aproximado a β_1 .

Con un gasto mayor que el normal, se necesita una pre-rotación en la dirección opuesta, es necesario para que el líquido pueda satisfacer la condición de mínima resistencia.

Estos dos casos se muestran en la figura 1.17.

Stewart (1909) estableció con un instrumento especial llamado "rotómetro" la pre-rotación en un tubo de succión de 6 pulgadas, midiéndola 18 pulgadas atrás del impulsor.

En capacidad cero, el rotómetro marcó una velocidad de 233 r.p.m. (la del impulsor era de 1,135 r.p.m.), la cual decreció gradualmente a cero a medida que la capacidad se aproximaba a la normal. Entonces, el rotómetro incrementaba de nuevo su velocidad hasta 40 r.p.m. En estas pruebas no se podía observar el cambio en la dirección, cosa que acontece en la realidad; ya que el sentido, antes de la capacidad normal, es contrario al que existe después de este punto.

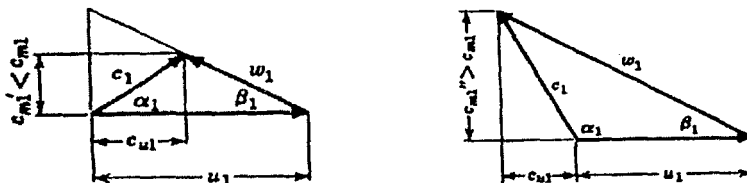


Figura 1.17. Gastos mayor y menor que el normal.

La carga de succión medida en la boquilla fue más alta que el nivel estático del lugar donde se succionó, indicando la presencia del paraboloide de presiones, causado por el movimiento "vortex".

El gradiente de energía es mayor en medio que cerca de las paredes. Por lo tanto, se producirán velocidades más altas en el ojo del impulsor, pero rara vez es meridional, o sea, sin pre-rotación. En bombas modernas de alta velocidad los ángulos de entrada de las aspas son grandes, debido a que los ángulos pequeños producen una eficiencia más baja.

La pre-rotación está dada por el término substractivo de la ecuación de Euler, o sea, disminuye la carga teórica por lo que deberá tratarse de reducirla al mínimo, cuando se diseñan la carcaza y cabeza de succión.

Razones por las cuales no se presenta la carga de Euler

La carga de Euler no se produce a consecuencia de ciertas variaciones de presión y velocidad.

1. La velocidad relativa del líquido en la parte posterior del impulsor es mayor que en la cara de enfrente, debido a la distribución de presiones dentro del impulsor.

Esta velocidad relativa, menor en el frente, dará lugar a cargas menores; y la carga total será menor que aquella calculada para un promedio de velocidad del flujo.

2. Debido al efecto de la rotación del agua en las cercanías y dentro del impulsor. Entre ellas esta la circulación relativa con respecto al impulsor, que se debe a la fuerza de inercia de partículas de líquido sin fricción.

El resultado es una componente en la dirección tangencial, opuesta a cu_2 en la descarga y del mismo sentido que cu_1 a la entrada. Por otra parte, la circulación relativa disminuye el valor del ángulo de descarga e incrementa el de la entrada.

Evidentemente la circulación relativa es menor con un gran número de aspas. También es razonable esperar que la circulación relativa sea más pequeña en un impulsor angosto que en uno ancho. Es por esto que con el mismo diámetro del impulsor, la carga total es mayor en un impulsor angosto.

Parte inactiva de una vena

En una bomba real y aún en la ideal, la diferencia de presiones entre las dos caras del aspa desaparece donde las dos corrientes de canales adyacentes se juntan. Esto significa que no toda el aspa es igualmente activa.

Las presiones sobre las aspas fueron medidas por Uchimaru (1925) y muestran que la diferencia de presiones sobre las dos caras tiene un máximo cerca de la succión, y es nula en la descarga.

En la figura 1.18 se muestra la distribución de presiones para una bomba de 316 g.p.m.; 28.6 pies de carga y girando a 700 r.p.m.

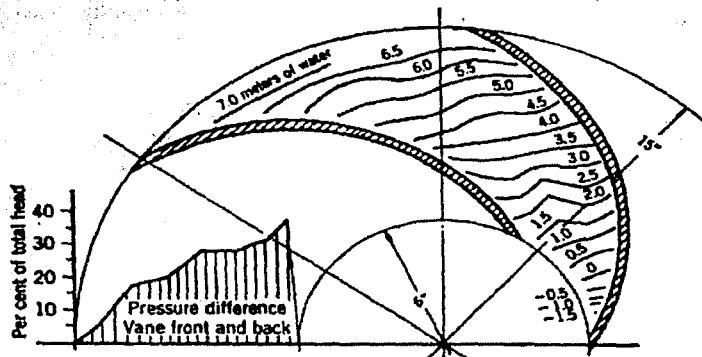


Figura 1.18. Distribución de presiones.

1.4.14. Velocidad específica

El criterio de mayor importancia en el diseño de las bombas hidráulicas es la velocidad específica definida en forma adimensional:

$$N_s = \frac{\omega Q^{1/2}}{(H_{Rg})^{3/4}} \quad \dots 1.19$$

(La velocidad angular ω está en radianes por segundo.)

En general se determina este parámetro sólo para la condición de eficiencia óptima sobre la curva característica para alguna velocidad angular constante. Puesto que la velocidad específica es un criterio de semejanza, toda bomba geoméricamente semejante tendrá la misma velocidad específica en su condición de eficiencia óptima. Aunque la forma adimensional es más fundamental porque su valor es independiente del sistema de unidades empleado siempre que sea un sistema consistente, en la práctica se usan varios sistemas mixtos y se omite el factor g que se considera constante. Algunas definiciones en el sistema inglés son:

$$N_s = \frac{\omega Q^{1/2}}{H_R^{3/4}} = \frac{rpm(\text{gal}/\text{min})^{1/2}}{\text{pies}^{3/4}} \quad \dots 1.20$$

donde $7.48 \text{ gal (EUA)} = 1 \text{ pie}^3$

$$N_s = \frac{\omega Q^{1/2}}{H_B^{3/4}} = \frac{rpm(\text{pie}^3/\text{s})^{1/2}}{\text{pies}^{3/4}} \quad \dots 1.21$$

En el sistema métrico se define la velocidad específica:

$$N_s = 3.65 \frac{\omega Q^{1/2}}{H_B^{3/4}} = 3.65 \frac{rpm(\text{m}^3/\text{s})^{1/2}}{\text{m}^{3/4}}$$

Se explica la presencia del factor 3.65 porque la definición original era

$$N_s = \frac{\omega (\text{Potencia hidr\u00e1ulica})^{1/2}}{H_B^{5/4}}$$

donde la potencia hidráulica está expresada en cv.

$$\text{Potencia hidr\u00e1ulica} = Q\gamma H_B/75$$

Con Q en m^3/s , γ en kg_f/m^3 y H_B en metros. Sustituyendo se obtiene

$$N_s = \frac{\omega(Q\gamma H_B / 75)^{1/2}}{H_B^{5/4}} = \sqrt{\frac{\gamma}{75}} \frac{\omega Q^{1/2}}{H_B^{3/4}}$$

Con el peso específico γ igual a $1000 \text{ kg}_f/m^3$ se obtiene la ec. 1.21. A pesar del origen del factor 3.65 siempre se utiliza este mismo factor en la ecuación 1.21, aún cuando el líquido no tiene el mismo peso específico que el agua. Entonces, ahora la ecuación 1.21 es la definición de la velocidad específica.

Se puede entender *grosso modo* la influencia de N_s , sobre el diseño del siguiente razonamiento cualitativo. Digase que ω es constante. Cuando Q es pequeño y H_B grande, N_s será pequeña. Se necesita una bomba que comunica mucha energía al fluido, pero pasa un gasto pequeño. La bomba de flujo radial es óptima porque la diferencia de velocidad lineal (u) entre la entrada y salida del rodete contribuye a la elevación de la energía del fluido, pero el espacio entre las cubiertas del rodete limita el gasto para mantener la velocidad meridional en un valor razonable. Cuando Q es grande y H_B pequeña, N_s será grande. La bomba de flujo axial es óptima porque el diseño axial no permite grandes elevaciones del nivel de energía. Sin embargo, hay bastante espacio entre el cubo y envolvente para pasar un gasto grande. Cuando Q y H_B tienen valores intermedios se usa la bomba de flujo mixto.

Para N_s adimensional el flujo radial cubre el intervalo de 0.18 a 1.1, flujo mixto de 1.1 a 2.2 y flujo axial de 2.2 a 5.5. Estos límites son arbitrarios porque dentro de cada intervalo hay una evolución gradual del diseño de radial a axial, mientras que N_s aumenta y no hay cambios bruscos del diseño. Para N_s debajo de 0.18 o se usa una bomba de desplazamiento positivo o se divide la carga entre dos o más bombas centrífugas en serie. Arriba de 5.5 es difícil construir una bomba axial eficiente. La fig. 1.19 da una idea de las tendencias en el diseño de rodetes en función de la velocidad específica adimensional.

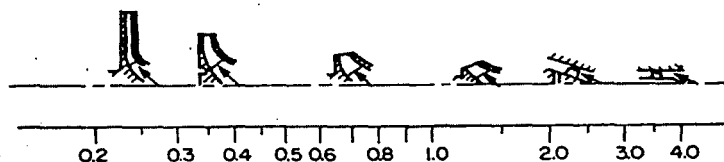
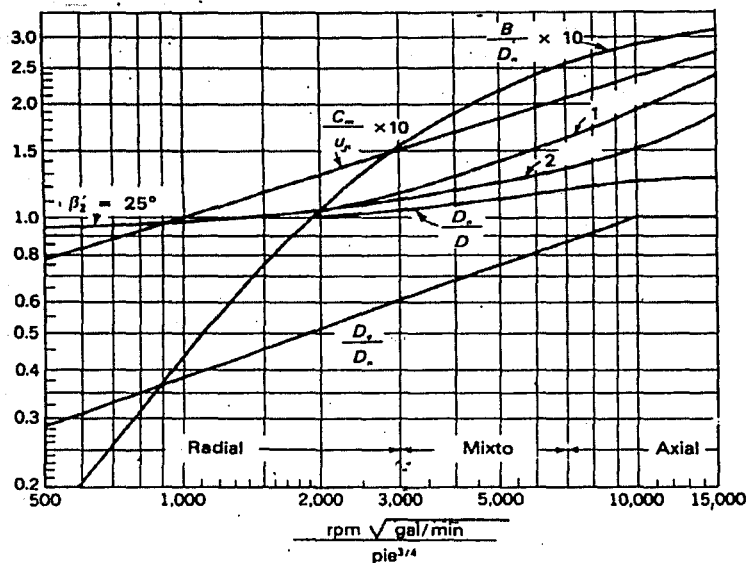


Figura 1.19. Velocidad específica adimensional

Existen cartas de parámetros adimensionales recomendados para el diseño de los rodetes de bombas según su velocidad específica, éstas son elaboradas por los diferentes fabricantes de equipo de bombeo, o por investigadores. Las figuras 1.20 y 1.21 son ejemplos de estas cartas. Y la figura 1.22 es la nomenclatura de las cartas anteriormente mencionadas.



$$1. \frac{u_r}{\sqrt{2gH_p}} = \frac{2}{\sqrt{\psi_{s_1}}}$$

$$2. \frac{u}{\sqrt{2gH_p}} = \frac{2}{\sqrt{\psi_{s_2}}}$$

Figura 1.20. Parámetros de diseño de bombas (sistema inglés). (Basado en Dougherty, R. et al., 1965)

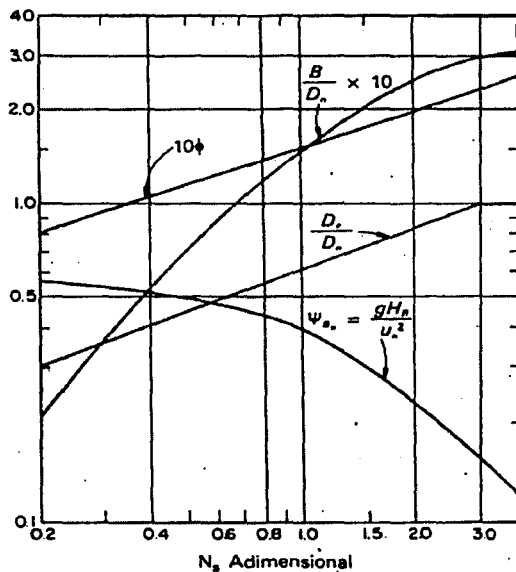


Figura 1.21. Parámetros de diseño de bombas (adimensional).

Por otra parte, los investigadores también han establecido cartas para eficiencias óptimas en bombas en función de capacidad y N_s , en función de gasto y N_s , o en

función exclusivamente de la velocidad específica (N_s). La figura 1.23 es un ejemplo de la última mención.

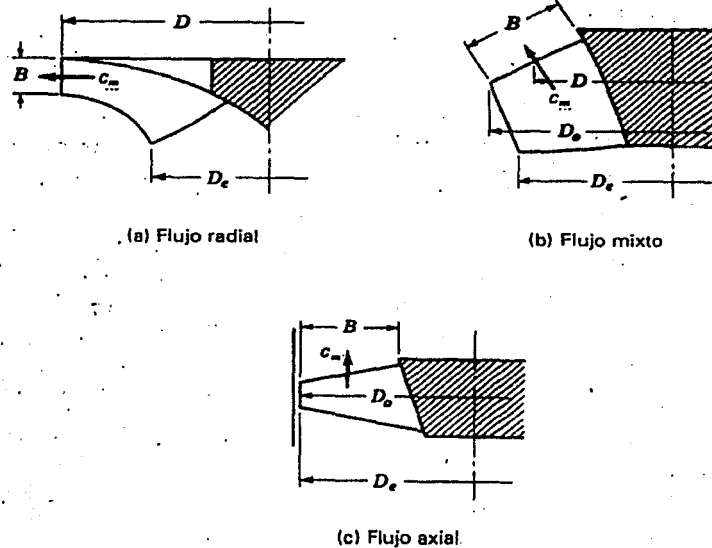


Figura 1.22. Nomenclatura para las cartas de las figuras 1.20 y 1.21.

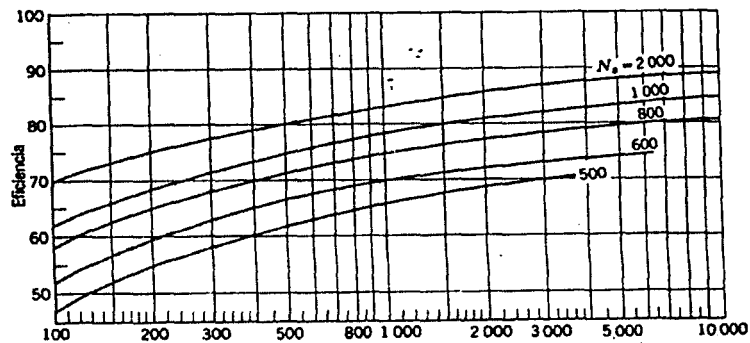


Figura 1.23. Capacidad (galones por minuto). Eficiencias de bombas comerciales en función de capacidad y N_s .

1.4.15. Teoría de la similitud aplicada a las bombas

Las consideraciones de similitud en las máquinas hidrodinámicas tienen por objeto describir el funcionamiento de cierta máquina (por comparación con el funcionamiento experimental de otra máquina o modelos con geometría similar, o para la misma máquina) a la cual se le han cambiado algunas características, tal como la velocidad de giro.

Enunciaremos algunas de estas relaciones, suponiendo que los gastos y las alturas manométricas son aquellas que permiten obtener la eficiencia máxima.

1. Al variar el número de r.p.m., de una bomba de n' a n'' se modifica su velocidad tangencial y con ella todas las demás velocidades según la relación: n' / n'' .
2. Los gastos son proporcionales al número de r.p.m. Es decir:

$$\frac{Q'}{Q''} = \frac{n'}{n''}$$

3. Las cargas son proporcionales al cuadrado de la velocidad

$$\frac{Hm'}{Hm''} = \left(\frac{n'}{n''}\right)^2$$

En efecto, al ser $H = u_2cu_2 - u_1cu_1 / g$ se ve que la carga es proporcional al producto de dos velocidades y éstas a su vez proporcionales al número de r.p.m.

4. Los momentos requeridos en la flecha de la bomba son proporcionales al cuadrado de las r.p.m.

En la ecuación:

$$Mh = (cu_2r_2 - cu_1r_1) \cdot \frac{\chi Q}{g}$$

Mh es proporcional al producto de un gasto por una velocidad y un radio, resulta por tanto:

$$\frac{M'}{M''} = \left(\frac{n'}{n''}\right)^2$$

5. Las potencias absorbidas son proporcionales al cubo del número de revoluciones:

$$\frac{N'}{N''} = \left(\frac{n'}{n''}\right)^3$$

CAPITULO II

CAVITACIÓN

La cavitación es un fenómeno que se presenta en los líquidos bajo ciertas condiciones de operación, la mayoría de las veces es un efecto negativo que se trata de prevenir o eliminar, sin embargo también tiene algunas aplicaciones útiles como en el caso de las lavadoras de ropa o en colados⁵ como lo menciona Ruiz (1990).

Como se estudio en el capítulo anterior las bombas requieren cumplir con ciertos parámetros de diseño para operar eficientemente, uno de los problemas que se presentan en la operación de esta maquinaria es la cavitación, lo cual puede ser resultado de una mala aplicación ingenieril o cambios bruscos de las condiciones de operación. Esto nos lleva a dedicar parte de este estudio en el fenómeno de cavitación.

La primer parte del capítulo habla de los fundamentos, tipos, efectos, origen y mecanimos de daño de la cavitación, desde un punto de vista general, es decir, en el marco de la mecánica de fluidos.

En la segunda parte se describen comportamientos y estudios sobre cavitación para algunos tipos de válvulas, placas orificio y bombas.

2.1. Fundamentos

La cavitación consiste en la rápida vaporización y colapso o compresión de las burbujas generadas en un líquido. El proceso es análogo a la ebullición. En la ebullición, cavidades de vapor se forman por los núcleos mediante un incremento de temperatura con el líquido a presión constante. Cuando la temperatura se incrementa, regularmente las cavidades de vapor se forman con el incremento de la superficie libre. Cuando las cavidades crecen, se expanden debido al decremento en la presión y el incremento de vaporización. En la superficie, las cavidades de vapor explotan, liberando el vapor a la atmósfera.

Normalmente la cavitación ocurre cuando el líquido a temperatura constante, esta sujeto a la presión del vapor o por medios estáticos o dinámicos. Si la presión local en algún lugar del fluido cae por debajo de la presión del vapor y la nucleación está presente, las cavidades de vapor pueden formarse. Cuando la presión local se iguale a la presión del vapor y la cavidad haya alcanzado un diámetro critico, continuará creciendo rápidamente. Si la presión circundante esta por encima de la presión del vapor, la burbuja comienza ser inestable y a colapsarse. El colapso puede ser violento y viene acompañado de ruido, vibraciones y posible daño por erosión en las superficies sólidas.

⁵ Termino que se utiliza en la construcción, y se refiere al conformado del concreto en un molde de madera con una estructura de varilla. Zarate menciona que el proceso consiste en inducir la cavitación en la colada para que el concreto se conforme homogéneamente. Con este método se logran mejorar las propiedades mecánicas de la mezcla, cuando el concreto fragua.

2.2 Tipos

Existen dos tipos de cavitación descritos en la literatura: *cavitación gaseosa* y *cavitación vaporosa*. La cavitación gaseosa ocurre cuando hay aire libre considerable suspendido en el líquido o cuando el proceso de cavitación es bastante lento que la cantidad de aire dentro de la cavidad de vapor aumenta debido a la desgasificación del líquido. La razón de crecimiento y colapso de la cavidad es lenta para la cavitación gaseosa, por la presencia de aire libre. En consecuencia, el proceso no es violento o perjudicial.

Si existe poco aire en el líquido, entonces la cavidad consiste casi exclusivamente de vapor, la razón de crecimiento y colapso, y las presiones generadas en la cavidad colapsada son extremadamente altas y pueden causar daños severos. La llamada cavitación vaporosa, es el tipo de cavitación que preocupa al Ingeniero practicante. La cavitación gaseosa será discutida, principalmente cómo se relaciona con la supresión de cavitación vaporosa mediante la aeración de fluido.

2.3 Efectos

Existen algunos efectos benéficos de la cavitación. Por ejemplo, el alto grado de turbulencia asociado con la cavitación puede ser usado en el mezclado, para acelerar reacciones químicas, y ayudar con la homogeneización de la leche. La cavitación también puede ser usada para limpiar superficies con dispositivos de limpieza ultrasónicos. Sin embargo, ¿cómo aplicarlo a sistemas hidráulicos?, los efectos de cavitación casi siempre son perjudiciales. Existen cinco problemas básicos generados por la cavitación: ruido, vibraciones, fluctuaciones de presión, daño por erosión y pérdidas de eficiencia y/o capacidad de flujo.

El tipo de intensidad de ruido depende del componente inicialmente considerado y particularmente de su tamaño. Por ejemplo: la cavitación en una pequeña válvula es usualmente escuchada como un siseo o como un ligero tronido. En una gran válvula, el ruido puede escucharse como una explosión de dinamita. El sonido varía significativamente de acuerdo al diseño de la válvula. Algunas grandes válvulas dividen el flujo interno en algunos pequeños pasajes y producen un sonido de cavitación parecido al de las válvulas pequeñas.

La siguiente descripción sería característica del sonido generado por una válvula de cono o mariposa, de aproximadamente 12 pulg. (150 mm.) de diámetro operando en un sistema de gravedad donde hay un pequeño ruido de fondo. En las primeras fases, la cavitación es usualmente escuchada como un ligero tronido intermitente. Estos son ligeramente más ruidosos que el ruido de turbulencia básica generado por el sistema fluyendo. Cuando el nivel de cavitación se incrementa, la intensidad y la frecuencia se incrementa, entonces es más fácil escuchar la cavitación por encima del nivel de operación del sistema. Cuando la válvula esta operando a un nivel moderado de cavitación, el sonido se parece al ruido que sería generado por el flujo de grava a través de una tubería. Cuando el nivel de cavitación se acerca a lo que se llamaría cavitación fuerte, el sonido consiste en un continuo rugido fuerte y algunas veces una intermitente explosión fuerte. A este nivel, es prácticamente imposible conversar cerca de la válvula; el nivel de sonido puede exceder 100 db. y puede representar un riesgo al oído, si una persona se expone a este nivel de ruido por largo tiempo.

Las ondas de choque generadas por el colapso de las cavidades produce fluctuaciones de presión y provoca vibración en el sistema. Cuando la cavitación se incrementa, la magnitud de las vibraciones aumenta en varios ordenes. Incluso para grandes válvulas fijas firmemente, el tubo y la válvula pueden moverse cuando operan a niveles fuertes de cavitación. Tales vibraciones pueden desprender los tornillos, provocar fatiga de conexiones, desprender o romper los soportes, y llevar a la falla estructural.

Si las cavidades se colapsan cerca de un límite sólido, puede provocar erosión. Esto es quizás, el problema más común en la cavitación. Algunas válvulas, tuberías, bombas, turbinas, etc; tienen que repararse o reemplazarse debido a la excesiva erosión causada por la cavitación.

En condiciones avanzadas de cavitación, se forman grandes cavidades de vapor que pueden cambiar la hidrodinámica del flujo a través del sistema y reducir la eficiencia del dispositivo. Las bombas producen bajas cargas, las turbinas generan baja potencia, y las válvulas no pasan mucho tiempo el flujo pronosticado si operan a rangos avanzados de cavitación. Por ejemplo: la carga neta positiva de succión (NPSH) requerida en una bomba, representa la condición de flujo al cual el nivel de cavitación es bastante severo para causar que la eficiencia de la bomba decrezca entre 1 y 3%. En una válvula, el ataque o estrangulamiento de cavitación representa la condición a la cual el coeficiente de descarga de la válvula decrece por una fuerte cavitación.

2.4 Origen

Existen tres condiciones fundamentales para que ocurra la cavitación. Primera, debe haber núcleos en el sistema, la presencia de este sirve como base de la vaporización del líquido. Segunda, la presión en algún lugar del líquido debe caer, por lo menos ligeramente, o por debajo de la presión del vapor. Tercera, la presión ambiental alrededor de la cavidad de vapor debe ser mayor que la presión del vapor para que se colapse.

2.4.1 El Papel del núcleo

El término núcleo es simplemente otra palabra para burbujas de gas o vacíos en el líquido. Para que la vaporización o la cavitación ocurra, debe haber núcleos presentes. Si un líquido fue completamente desaireado y el contenedor limpiado entonces no había contaminantes, ni vacíos, o aire atrapado en el agua o en el límite, el líquido puede sostener la tensión superficial y no hervir a temperaturas normales o cavitarse cuando la presión caiga a la presión del vapor. Por lo tanto, la existencia de los núcleos es uno de los principales requerimientos para que la cavitación ocurra. Las fuentes primarias de los núcleos son las burbujas de aire libre y las burbujas de aire atrapado en grietas de material suspendido o grietas en los límites.

La cantidad y tamaño de los núcleos depende de la historia del agua. El agua normalmente contiene bastantes núcleos y contaminación, tal, que la cavitación puede ocurrir cuando la presión local caiga a la presión del vapor. Solo bajo condiciones controladas de laboratorio el contenido de núcleos puede ser reducido al punto donde la cavitación es significativamente suprimida. Si el agua es recirculada a través del

túnel de agua o en un sistema de bombeo cíclico cerrado, el espectro de nucleación y contenido de aire son artificialmente cambiados y la condición a la cual el ataque de cavitación ocurre, puede ser alterado (Oldenzel, 1975).

Reducir el contenido de núcleos significa reducir la cavitación, esto solo es práctico en el laboratorio. De otra forma, es muy fácil airear el flujo, causando una cantidad excesiva de grandes núcleos como medio para suprimir la cavitación.

El agua removida a los niveles bajos de depósitos de gran carga puede ser baja en el contenido de aire y núcleos. Tal que el agua puede suprimir la cavitación ligeramente. Esto se haría en pruebas de laboratorio con agua conservativa saturada de aire. En contraste, si el agua es ligeramente sobresaturada, accidentalmente o intencionalmente, la cavitación puede ocurrir ligeramente más pronto, no obstante sería un tipo gaseoso de cavitación y el sistema sería dañado.

2.4.2 Origen de la Baja Presión

La presión local es la suma de la presión media, la cual es uniforme arriba de cierta región del flujo, y la presión dinámica, la cual depende del movimiento del fluido y especialmente de la formación y disipación de remolinos o vórtices en las zonas límites turbulentas. La presión media a lo largo del sistema varía debido a los cambios de elevación, pérdidas locales y de fricción, y aceleraciones locales debido a cambios de la sección transversal del flujo. Para túneles de gran diámetro, puede haber también variación de la presión media de la cima al fondo. Tal que las variaciones pueden ser importantes en el potencial de cavitación analizado y deben considerarse propiamente para los estudios del modelo.

Un flujo a través de un Venturi proporciona medios para describir la influencia de la presión media reducida en la cavitación. En un Venturi bien diseñado, no hay separación de flujo ni poca turbulencia. En consecuencia, para que la cavitación ocurra en un Venturi, la presión media en la garganta debe caer cerca de la presión del vapor. Sin embargo, siempre hay una capa límite que genera turbulencia. La cavitación comenzara cerca del centro de la capa límite dentro de los pequeños remolinos, los cuales tiene presiones en su centro menores que la presión media del sistema.

Cuando se analiza o diseña un sistema de tuberías, las consideraciones que deben darse son la localización de válvulas, bombas, o turbinas y los efectos de la presión media en la cavitación. Para reducir la cavitación como los incrementos de presión media, es deseable poner cualquier dispositivo que podría estar sujeto a la cavitación en un lugar de presión máxima. Esto puede hacerse, por ejemplo, colocando una válvula en el punto más bajo de la tubería, bajando la bomba a su conducto de succión, o colocando la turbina aguas abajo de la superficie de elevación del agua en el canal de salida.

Si no es posible tener una adecuada presión para ajustar la elevación de la instalación, puede ser deseable o necesario incrementar la presión por algún otro dispositivo de control. Por ejemplo, si una válvula es requerida para producir una caída de presión alta y hay preocupación por la cavitación, puede ser deseable considerar colocar un orificio o una segunda válvula aguas abajo; esto generará una caída de presión moderada e incrementará la presión en la primer válvula de control.

Para una bomba, puede ser deseable aumentar el tamaño de la tubería de succión o cambiar la configuración de la tubería para reducir pérdidas en la entrada.

2.4.3 Efecto de los Remolinos

Las presiones tiempo-dependientes generadas por turbulencia o por la formación o decaimiento de remolinos son una parte importante del proceso de la cavitación. Estas fluctuaciones de presión tiempo-dependientes también son la primera razón por lo que la cavitación es difícil de predecir y depende solo exclusivamente de datos experimentales. La presión media se puede predecir, aplicando la ecuación de la energía y estimando propiamente algunas pérdidas en el sistema. En contraste, la presión dentro de la región de separación, remolinos, o vórtices, solo puede ser estimada por datos empíricos.

Para demostrar el papel de los remolinos o turbulencias en el proceso de cavitación, las características de flujo del ensanchamiento súbito mostrado en la figura 2.1 será descrita. El flujo en el tubo próximo se encuentra a una velocidad relativamente baja y a una presión alta. Cuando el flujo se aproxima al orificio, la velocidad se incrementa y la presión se reduce. Cuando el chorro entra en el ensanchamiento aguas abajo, una intensa capa límite es creada a lo largo del límite entre el chorro y la región de separación circundante. Los gradientes de alta velocidad en la capa límite crean remolinos, como muestra la figura. La presión media en la región de separación junto al chorro es igual que la presión dentro del chorro. Sin embargo, la presión dentro de los remolinos es significativamente menor debido a su alta velocidad rotatoria. Si un núcleo es atrapado en uno de esos remolinos y la presión interna cae a la presión del vapor, el núcleo comenzará a crecer. Si la presión permanece mucho tiempo cerca de la presión de vapor, bastante para alcanzar el núcleo un diámetro crítico, entonces comenzará a crecer rápidamente por la vaporización.

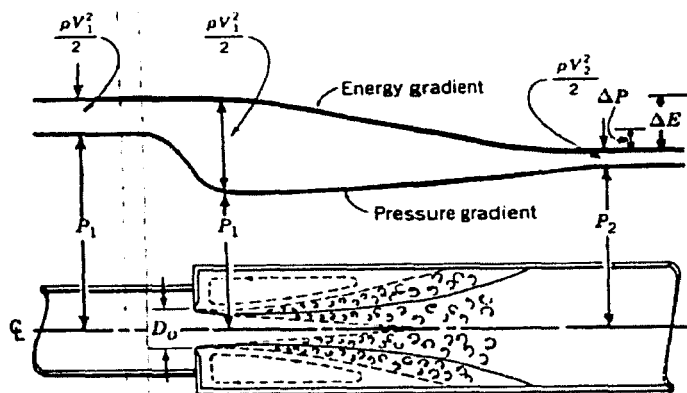


Fig. 2.1 Modelo de flujo para un chorro sumergido

Cuando el tamaño de la cavidad de vapor se incrementa, la fuerza del remolino es rápidamente destruida, la velocidad rotacional se reduce, y la presión no por mucho

tiempo es la del vapor. Ya que la presión ambiental esta por encima de la presión del vapor, la cavidad comienza a ser inestable y a colapsarse internamente.

El tiempo que un núcleo esta sometido a una baja presión dentro del remolino es importante. Si el tiempo es tan corto que la burbuja no puede alcanzar su diámetro crítico, no comenzará un evento de cavitación. Si aumenta el tiempo de exposición como el tamaño del sistema, se esperaría que la cavitación sea más severa en los sistemas más grandes.

Comparando el potencial de cavitación de un Venturi al de un chorro sumergido. Considerando que ambos están instalados en el mismo tamaño de tubo y que el diámetro de garganta del Venturi es el mismo que el diámetro del chorro reducido del chorro sumergido. Si ambos están operando a la misma presión aguas arriba y en la descarga, el chorro sumergido será mucho más susceptible a la cavitación debido al alto grado de turbulencia generado en la capa límite alrededor del chorro.

En algunos sistemas, puede ser deseable colocar un perfil aerodinámico para evitar separación y cavitación. Un ejemplo típico es el diseño de impulsores de bombas. Sin embargo, si la disipación de energía es requerida (como con una válvula reductora de presión), puede no ser práctico o posible hacerlo aerodinámico para evitar la separación. Haciendo así, la disipación de energía o capacidad de reducción de presión del dispositivo, menor. Por lo tanto, si uno se exige producir ambos, una gran caída de presión y evitar la cavitación, eliminación de separación y turbulencia; esto no es la solución.

2.4.4 Recuperación de Presión

La tercera fase de la cavitación ya se ha referido a: que debe haber una presión local en la región de cavitación, mayor que la presión del vapor para que la cavidad se colapse. Para sistemas como un Venturi, la alta presión requerida para el colapso ocurre cuando la cavidad de vapor pasa a través de la región de la garganta al difusor, donde la presión se recupera con la distancia. Existe también alguna recuperación de presión, cuando el pequeño vórtice en la capa limite se disipa. Para el orificio, la recuperación de presión ocurre primeramente como resultado de los remolinos siendo disipados, y la cavidad siendo sometida a la presión local. Existe además alguna recuperación de presión asociada con la difusión del chorro, como se muestra mediante el gradiente de presión en la figura 2.1.

2.5 Mecanismos de daño

Si las cavidades de vapor son transportadas por un límite sólido antes de que se colapsen, un daño por erosión puede ocurrir. Un estudio previo ha indicado que el colapso debe ocurrir aproximadamente a un diámetro de la burbuja del límite para causar el daño de erosión. Ya que las burbujas son generalmente pequeñas, esto indica que solo se colapsan muy cerca o en la superficie, lo cual causará daño por corrosión.

Existen dos mecanismos sugeridos mediante el cual ocurre un daño a los límites sólidos. El primero son las ondas de choque de alta presión generadas por el colapso de las cavidades. Esas presiones han sido estimadas por ser arriba de 10^6 psi, lo cual es suficiente para dañar cualquier material. El otro origen de daño potencial es debido

al llamado microjet. Cuando una burbuja se colapsa cerca del límite, la distribución de presión alrededor de la burbuja es asimétrica debido a la presencia del límite. Cuando la burbuja se colapsa, el lado de la burbuja fuera de la pared alcanza una velocidad alta y la burbuja se colapsa internamente, formando un chorro de disparo a través del centro de la burbuja. El chorro alcanza altas velocidades y genera un hueco local cuando se impacta en la pared.

Una vez que el sistema alcanza un punto al cual el daño por erosión ocurre, el daño se incrementa rápidamente como la velocidad del sistema se incrementa. Un estudio previo ha indicado que la razón del daño por erosión varía con V^n , donde n varía, dependiendo del experimento, entre 4 y 7 (Knapp et al., 1970). Esta dependencia extrema de proporción de daño con la velocidad sugiere que uno es conservador seleccionando las condiciones correspondientes al ataque de daño por erosión, un aumento ligero en la velocidad causa una gran variación en la proporción del daño.

Otro aspecto del daño de cavitación por erosión es la corrosión. La cavitación quita el material oxidado de la superficie, exponiendo el metal fresco, lo cual es satisfactorio para acelerar la corrosión. Es posible que un importante porcentaje de material removido por cavitación es debido a la corrosión. Este concepto ha sido usado como un método de laboratorio para detectar el daño por cavitación (Chincholle y Guymord, 1980).

La cavitación además, puede acelerar el daño por erosión causado por sedimentos en el líquido. La superficie se debilita por la cavitación y es más fácilmente corroída por la acción abrasiva del sedimento.

2.6 Métodos para prevenir la cavitación

Comprendiendo la cavitación y los mecanismos de daño se sugieren varios medios para reducir o eliminar cada daño. Un método para eliminar el daño es restringir la operación del sistema para un nivel bajo de cavitación, tal que los eventos de cavitación no contengan mucha energía y se colapsen antes de alcanzar el límite. El material identificará la condición del límite de operación de varios tipos de dispositivos y ayudará en el diseño de sistemas para que puedan operar libres de cavitación.

Un posible segundo método para evitar el daño por erosión es quitar el límite de la zona de cavitación. Uno de los métodos efectivos de disipación de energía mientras se suprime la cavitación es el uso de ensanchamientos repentinos. Por ejemplo, si el diámetro de la tubería aguas abajo en la figura 2.1 se aumenta, el sistema podría operar libre de daños por cavitación a grandes diferenciales de presión. Una de las desventajas de esta aproximación es que el coeficiente de pérdidas del ensanchamiento repentino se incrementa así como la proporción de la expansión. Si las grandes caídas de presión son deseables, esto no causaría un problema. Sin embargo, si es necesario operar un sistema con bajas pérdidas de carga, tal solución puede no ser aceptable.

Un tercer método para controlar la erosión del límite es mediante el tratamiento de la superficie con un material más resistente a la erosión por cavitación. Es común arreglar ciertas partes de válvulas, bombas, y turbinas con acero inoxidable u otros materiales resistentes a la erosión. Tal solución es usualmente cara y puede no ser costeable.

Un cuarto método sugerido para controlar la erosión del límite es inyectando aire en las regiones de separación. Esto sobresatura la región con aire, reduciendo grandemente el módulo de volumen del líquido. Esto ahoga el colapso de las cavidades, reduciendo las ondas de velocidad y reduciendo o eliminando el daño por erosión. Este concepto es más usado si el aire puede ser forzado por la presión atmosférica. Si la presión local esta por encima de la presión atmosférica, una fuente de aire comprimido se requeriría y la solución sería más cara y menos fiable, y una gran masa de aire se inyectaría. Para bombas, turbinas, y algunas válvulas, esto puede no ser práctico, ya que es difícil recibir el aire en la zona de cavitación. Una posible solución es inyectar aire aguas arriba y permitir que se difunda a través del flujo. Situaciones en las cuales es fácil usar aire incluye orificios, ciertas válvulas, y vertederos. Colocando ranuras de aire en vertederos es el medio más fiable de proteger la superficie de concreto de daños. Un factor crucial a considerar cuando se toma en cuenta el uso de inyectar aire es si ó no el sistema puede tolerarlo. El aire en las tuberías puede resultar en transeúntes severos, afectar la precisión de los medidores de flujo, reducir la capacidad de la línea para coleccionar a puntos altos, y tapar los filtros de arena en las plantas de tratamiento de agua, etc.

Un quinto método para evitar la cavitación es disipar la energía en etapas. Mediante localizar válvulas múltiples u orificios en serie, el nivel de cavitación de cada fase puede ser reducido.

2.7 Parámetros de la cavitación

Para cuantificar las condiciones de flujo a un nivel dado de cavitación requiere un parámetro similar de menor dimensión. La forma matemática varía con el tipo de dispositivo que es considerado. La cavitación para una bomba puede ser cuantificada con la requerida carga neta positiva de succión (NPSHr) o un parámetro de cavitación igual a $NPSHr/H_p$.

Para válvulas y otros dispositivos que generan pérdidas de carga, dos formas comúnmente usadas son:

$$\sigma = \frac{(P_d + P_b - P_{va})}{\Delta P} = \frac{(P_d - P_{vg})}{\Delta P} \quad \dots \quad (2.1)$$

$$k_c = \frac{\Delta P}{(P_u - P_{vg})} \quad \dots \quad (2.2)$$

en las ecuaciones, P_d es la presión medida cerca de 10 diámetros aguas abajo y proyectada atrás para agregar las pérdidas de fricción, ΔP la caída de presión neta, P_u la presión justo aguas arriba, P_{va} (Ver Apéndice 1) la presión absoluta del vapor, y P_b la presión barométrica. $P_{vg} = P_{va} - P_b$. La figura 2.2 muestra gráficamente la relación entre P_{vg} , P_{va} y P_b .

La opción de ecuaciones 2.1 o 2.2 es arbitraria. Para instalaciones donde P_d es conocida o constante, la ecuación 2.1 es más conveniente. Las dos están relacionadas con la ecuación

$$k_c = \frac{1}{(\sigma + 1)} \quad \dots \quad (2.3)$$

Para cavitación causada en superficies rugosas, una aspereza aislada, un desplazamiento en el límite, o en algún dispositivo para el cual no es posible o conveniente evaluar ΔP , otra forma de sigma es conveniente:

$$\sigma_2 = \frac{2(P_u - P_{vg})}{\rho V^2} \quad \dots (2.4)$$

donde ρ es la densidad del fluido y V es la velocidad media. Esta definición esta relacionada de otra forma mediante

$$\sigma_2 = (\sigma + 1)K_f \quad \dots (2.5)$$

Existe una variedad de otras formas posibles. El lector es libre de usar cualquier forma que prefiera, y convertir datos en alguna otra forma.

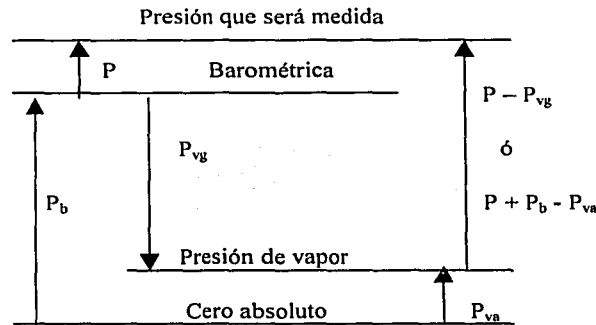


Fig. 2.2 Definiciones de presión de vapor.

2.8 Límites de cavitación

Una solución analítica del problema de cavitación no ha sido encontrada. El énfasis ha sido concentrado (por necesidad), en experimentos de laboratorio para explorar la física y la relación del desarrollo empírico para predecir varios niveles de cavitación. El propósito de esta sección es dar algún conocimiento de cómo la cavitación es detectada y como son analizados los datos. Tal conocimiento ayuda a entender el proceso de cavitación, que es útil en la aplicación de varios límites de cavitación y efectos de escala que son usados para el análisis y el diseño.

Ya que la cavitación provoca ruido, fluctuaciones de presión, vibraciones, erosión, y pérdidas de eficiencia, algún dispositivo sensor que detecte alguno de los efectos anteriores puede ser usado para detectar la cavitación. Algunos instrumentos electrónicos, incluyendo medidores de nivel de sonido, transductores de presión, acelerómetros, hidrófonos, se han usado en el laboratorio para medir la cavitación.

El acelerómetro ha sido el instrumento más ampliamente usado en el laboratorio para detectar el ataque de la cavitación (Tullis, 1974). Es de fácil uso, "rugged", portátil, y tiene respuesta a una amplia frecuencia. Es susceptible a la cavitación muy ligera y puede medir los niveles más fuertes posibles.

La forma en la cual la salida de varios aparatos sensores de cavitación es procesada, puede variar con el tipo de prueba. Por ejemplo, para determinar el ataque de cavitación en una bomba, es muy útil filtrar fuera de los disturbios de baja frecuencia,

ya que el nivel de ruido de fondo generado por la bomba puede hacer difícil la detección de la cavitación, para tal aplicación, se podría usar un hidrófono, un transductor de presión a alta frecuencia de respuesta, o el acelerómetro con filtración apropiada. Para sistemas de bajo flujo de ruido, es útil pero no necesario filtrar fuera las bajas frecuencias.

Otros métodos para detectar la cavitación son visuales y auditivos. Si una sección transparente puede ser instalada, los eventos de cavitación pueden verse por el ojo desnudo o con luz estroboscópica. Aún cuando no es posible visualizar el flujo, la cavitación normalmente puede oírse con el oído, excepto en sistemas donde hay un nivel de ruido de fondo sumamente alto. Un observador especializado normalmente puede ser bastante preciso detectando fases tempranas de cavitación, visualmente o auditivamente. En todos los estudios de cavitación, es mejor grabar las observaciones del especialista para complementar las mediciones electrónicas de la cavitación. El procedimiento por evaluar incipiente (el ataque inicial de cavitación) y crítico (ruido constante ligero) para válvulas y orificios será discutido posteriormente.

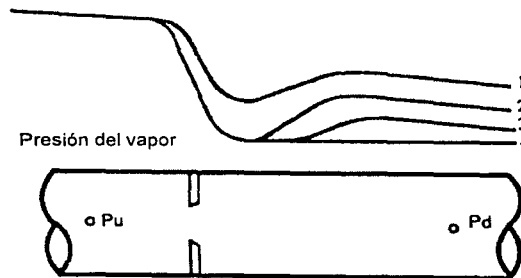


Fig. 2.3 Línea de calidad hidráulica (HGL) para cavitación por estrangulamiento

Estrangular la cavitación a veces puede aproximarse usando instrumentos electrónicos que midan la intensidad de cavitación. Sin embargo, es normalmente evaluado para determinar el efecto de estrangular en la salida de una bomba o las características de descarga de una válvula. Para una válvula, el procedimiento normalmente usado es fijar la válvula a la apertura de válvula deseada, establecer P_u y el flujo para que la válvula no cavite, la medición del flujo y la caída de presión a través de la válvula. Este proceso se repite a incrementos de las velocidades de flujo mientras se mantiene P_u hasta que la presión del vapor existe aguas abajo de la toma del piezómetro. Cuando esto ocurre, el flujo es completamente estrangulado.

Una condición de estrangulamiento es demostrada en la figura 2.3 para un orificio. La línea superior (# 1) representa una línea de grado hidráulico normal antes del ataque de estrangulamiento. La presión mínima se tiene en la vena contracta y la presión normal es recuperada. La línea # 2 representa la condición donde la velocidad del flujo ha aumentado de manera que la presión mínima de la vena contracta simplemente ha caído a la presión del vapor. Para un orificio, esta condición puede predecirse con la ecuación de Bernoulli y el coeficiente de contracción. Cuando esto ocurre, el orificio está pasando su máxima descarga, Q_{ch} a una P_u dada. Arriba de este punto, el coeficiente de descarga permanece constante e igual a su valor para flujo no cavitante.

Si la presión en el tubo aguas abajo es reducida, la presión cae (línea # 3) y las cavidades de vapor se alargan, pero el flujo permanece constante. Ya que P_d se reduce y Q_{ch} permanece constante, el coeficiente de descarga se reduce. Como la presión aguas abajo es extensamente reducida, eventualmente la cavidad de vapor se prolonga más allá de P_d y $P_d = P_{vg}$. Esto a veces es llamado supercavitación. Si el tubo fuera transparente, uno vería que parece ser un chorro de libre descarga. La diferencia es que el chorro está rodeado por una cavidad de vapor en lugar de aire. En algún lugar aguas abajo donde la presión y las fuerzas de momentum (velocidad adquirida) se igualan, el tubo fluye lleno nuevamente y un gradiente de presión normal se establece.

Uno de los aspectos interesantes de supercavitación es que el daño no puede ocurrir a la válvula o el orificio operando en supercavitación. Sin embargo, en el lugar aguas abajo donde la cavidad se acaba, daños severos ocurrirán. Debe tenerse cuidado porque la pésima condición a la cual opera la válvula, orificio, o bomba está cerca del punto de ataque del estrangulamiento, ya que el daño por erosión, ruido, y vibración son máximos justo antes del estrangulamiento de la válvula.

Para evaluar daños incipientes, insertos de aluminio suave son cortados, pulidos, examinados por imperfecciones de superficie, (and installed flush with the inside...) e instalados con la superficie interior del dispositivo a probar. El tamaño y localización de la muestra depende del tamaño y configuración del dispositivo a probar, el sistema se opera entonces por un tiempo dado, la muestra se remueve, y los huecos de cavitación se cuentan. El daño incipiente se define como una razón de desprendimiento de 1 hueco/pulg²/min. Por citar, se han obtenido los datos de daño para las placas de orificio más algunas válvulas y bombas.

2.9 Semejanza y efectos de semejanza en cavitación

Virtualmente todos los datos de cavitación son obtenidos experimentalmente, frecuentemente con modelos de tamaño reducido operando a presión y velocidad reducidas. Si la completa similitud no se logra geoméricamente, dinámicamente, y en términos de propiedades de los fluidos, los datos experimentales no pueden representar con precisión la forma del prototipo. Tal discrepancia entre el modelo y el prototipo se llama un efecto de escala. Esto debe distinguirse de los datos de "semejanza". "Semejanza" se refiere a extrapolar datos de una condición a otra asumiendo una completa similitud. Por ejemplo, asuma las pruebas en una válvula modelo a una presión indicada aguas abajo, su índice de cavitación crítica es $\sigma_c = 2.1$. Ignorando los efectos de escala, la válvula prototipo tendría el mismo σ_c a cualquier presión. Por consiguiente, uno podría "escalar" los datos experimentales y predecir el ΔP , a través de la válvula prototipo a la cavitación crítica, para cualquier P_d usando la sigma en la ecuación 2.1. Los datos de semejanza de un modelo de bomba para una bomba prototipo simplemente involucra asumir que el NPSHr es el mismo para ambos.

Desafortunadamente, la cavitación es un clásico ejemplo para el cual las técnicas de análisis dimensional no han producido un sigma que sea independiente de los efectos de escala para todas las condiciones. La dificultad es causada por numerosas variables que afectan el proceso. Las variables primarias que influyen en el principio y niveles subsecuentes de cavitación y que son incluidas en la deducción de sigma son:

- 1) La presión crítica requerida para formar una cavidad de vapor (normalmente se supone es la presión de vapor líquido),
- 2) Presión absoluta,
- 3) Velocidad o caída de presión, y
- 4) Límite geométrico.

Algunas de las variables que no son incluidas en la formulación de los parámetros de cavitación son factores que influyen en la vaporización del líquido, tal como una tensión superficial, contenido de aire, y calidad del agua. Existen también factores que influyen en el crecimiento y colapso de las cavidades, como la semejanza de la turbulencia y tiempo de residencia de la burbuja en la zona de baja presión, que es, a su vez, afectado por la velocidad y el tamaño del sistema.

Si hay diferencias significantes en las propiedades del fluido, entre el fluido usado en el laboratorio y el fluido del prototipo, algunos errores pueden resultar. Esto es particularmente un problema con pruebas de cavitación en túneles con agua de recirculación. La recirculación constante altera el contenido de aire y el espectro de nucleación del agua. Incluso cuando se usan medios artificiales para controlar la nucleación, efectos significantes en el ataque de cavitación se han observado (Hammit, 1972 y 1975).

Datos experimentales para válvulas muestran importantes efectos de escala debido al incremento de la velocidad, presión, y tamaño. Los datos mostrados σ_i (incipiente) y σ_c (crítico) para válvulas y algunos otros dispositivos se incrementan con el número de Reynolds Re , debido a los cambios en la velocidad y el tamaño. La escala del número de Reynolds se lleva a cabo debido a los cambios de velocidad, puede relacionarse con escalar la turbulencia. Para ciertas geometrías, la magnitud de las presiones fluctuando es responsable de la cavitación, al parecer no es una escala proporcional a V^2 . Otra causa puede ser la suposición de la presión del vapor como la presión crítica. El efecto de escala del número de Reynolds causado por el cambio de tamaño es la causa más probable para el incremento del tiempo de residencia del núcleo a bajas presiones. Para un sistema grande, más núcleos pueden crecer al diámetro crítico porque ellos están sujetos a bajas presiones por un largo tiempo, debido a las bajas frecuencias de las fluctuaciones de presión en grandes sistemas, y al extenso tiempo de residencia en la zona cortante (límite). Como el tamaño aumenta, el núcleo es altamente influido por las fluctuaciones de alta frecuencia debido a que están sujetos a más ciclos.

Los datos de cavitación para orificios y válvulas muestran que Re no es un parámetro que produce similitud para todas las condiciones de cavitación. Por similitud, se entiende que si dos sistemas estuvieran operando al mismo Re , ellos deben producir el mismo nivel de cavitación. Los datos en la figura 2.4 muestran la variación de σ_c con Re para orificios en diferentes tamaños de tubo, para una proporción constante de diámetro del orificio al diámetro de tubo. Se observa de la figura que para un tamaño constante de tubo, σ_c no varía arriba de un rango de Re . En este caso, Re cambia aumentando la velocidad en la tubería, aún variando la presión aguas arriba y el flujo tal que la intensidad de cavitación sea constante.

Sin embargo, si la velocidad y la intensidad de cavitación se mantienen constantes y Re aumenta por el incremento del diámetro de tubo, el valor de σ_c aumenta. Para ciertos valores de Re , existen dos valores de σ_c . Por consiguiente es evidente que hay

un efecto en σ_c asociado con los cambios en el tamaño del tubo el cual no se considera propiamente para con Re .

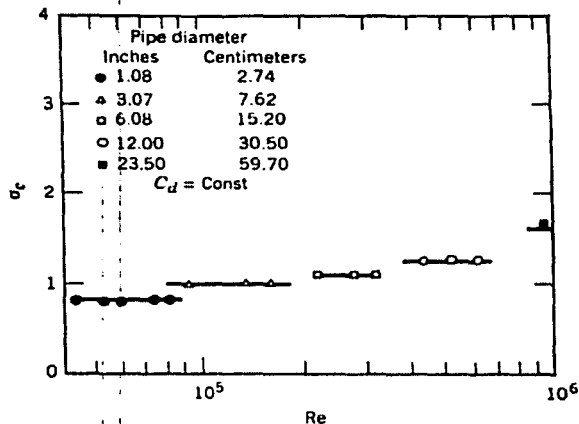


Fig. 2.4 Efectos de escala de tamaño para orificios

2.10 Cavitación en Bombas Centrífugas

En la década pasada a ninguna otra fase del diseño y operación de la maquinaria hidráulica se le ha dado tanta atención como a la cavitación. La razón de esto fue el uso de altas velocidades específicas, para turbinas hidráulicas y bombas centrífugas, con el incremento de daño de cavitación. Para cubrir con el problema, estudios teóricos y experimentales de cavitación fueron hechos en turbinas hidráulicas, bombas centrífugas, y aparatos sin partes móviles, como los conductos de agua en forma de venturi. Como resultado del estudio y experiencia acumulada, ahora las bombas operan a altas velocidades y están más seguras contra el daño de cavitación que antes tenían.

El término cavitación se refiere a las condiciones dentro de la bomba donde, debido a una caída de presión local, cavidades llenas con vapor de agua se forman; esas cavidades se colapsan en cuanto las burbujas de vapor alcanzan regiones de alta presión en su camino a través de la bomba. Para formar tales cavidades de vapor, la presión primero tiene una caída a la presión del vapor correspondiente a la temperatura predominante del agua. La liberación de aire o la formación de aire – o gas – llena cavidades, sin embargo, no es suficiente para producir cavitación porque el efecto de burbujas de aire en el desempeño y comportamiento de la bomba es diferente.

La cavitación debe distinguirse de la separación, que es una separación de las líneas de corriente del lado de baja presión del álabe y la formación de una estela turbulenta detrás del álabe. La separación es posible solo con fluidos viscosos reales, mientras que la cavitación también es posible con los líquidos perfectos hipotéticos. Experimentalmente, la separación se ha encontrado que existe sin cavitación, y la cavitación sin separación. Aunque los ventiladores centrífugos trabajan con el mismo principio de las bombas centrífugas, el primero puede tener separación mientras que

el último puede tener ambos separación y cavitación. La cavitación puede aparecer a lo largo de las partes estacionarias de una máquina hidráulica o a lo largo de álabes móviles, como en impulsores de bombas centrífugas.

La reducción de la presión absoluta al de tensión de vapor puede ser general para el sistema entero o simplemente local; lo último puede ser realizado sin un cambio de la presión promedio. Una caída de presión general puede ser producida por una de los siguientes medios:

- (1) Un incremento en la elevación estática de la bomba centrífuga;
- (2) Una disminución en la presión atmosférica con un incremento en la altitud;
- (3) Una disminución en la presión absoluta del sistema; como en el caso del bombeo de vasos bajo vacío; y
- (4) Un incremento en la temperatura del líquido de bombeo, tiene el mismo efecto de una disminución en la presión absoluta del sistema.

Una disminución local en la presión es producida por uno de los siguientes medios dinámicos:

- (1) Un incremento en la velocidad por acelerar la bomba;
- (2) Un resultado de separación y contracción de flujo (viscoso); y
- (3) Una desviación de las líneas de corriente de su trayectoria normal, como el lugar de las tomas en un giro o en una obstrucción de paso al flujo.

Bajas presiones absolutas y cavitación también pueden ser causadas por un arranque, paro y retroceso súbito de la columna de agua, como ocurre durante el fenómeno del golpe de ariete. Este tipo de cavitación es transitorio en carácter y es de pequeña importancia en la práctica para bombas centrífugas.

2.10.1 Señales de cavitación

La cavitación se manifiesta por una o algunas de las siguientes señales, de las cuales todas afectan adversamente el desempeño de la bomba y pueden dañar sus partes severamente.

(a) Ruido y Vibración. Esto es causado por el colapso súbito de burbujas de vapor, en cuanto ellas alcanzan las zonas de alta presión dentro de la bomba; entre más grande la bomba, mayor ruido y vibración. Aunque esas señales de cavitación pueden aparecer en el rango de operación normal de la bomba sólo si la carga de succión no es suficiente para suprimir la cavitación, el ruido acompañando de la vibración se presentan en todas las bombas a un grado variante cuando ellos se operan a puntos muy lejanos del b.e.p. debido a un mal ángulo de ataque a la entrada del impulsor. Admitiendo pequeñas cantidades de aire en la succión de la bomba, el ruido puede ser casi completamente eliminado. En este sentido el aire sirve como un amortiguador cuando las burbujas de vapor se colapsan. Este método, sin embargo, no es usado regularmente para eliminar ruidos en bombas centrífugas, aunque es un procedimiento establecido con turbinas de agua y válvulas de mariposa grandes donde el aire es admitido automáticamente a cargas parciales. El efecto benéfico de la admisión de aire en la succión de la bomba bajo condiciones de cavitación no está limitado para la eliminación de ruido y vibraciones mecánicas, en el caso de la corrosión del álabe del impulsor también se reduce o es completamente eliminada, ya

que es causada por el choque mecánico acompañando el colapso de las burbujas de vapor.

(b) Caída de Capacidad de Carga y Curvas de Eficiencia. Esto aparece en grados variantes con bombas de diferentes velocidades específicas. Con bombas de velocidad específica baja (arriba de 1500), las curvas de capacidad de carga, eficiencia y potencia al freno caen repentinamente, cuando Q aumenta en el punto donde la cavitación es alcanzada (Fig. 2.5 y 2.6).

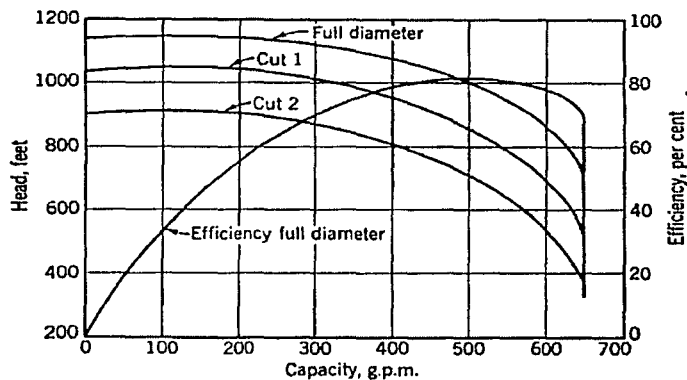


Fig. 2.5 Efecto del Φ del impulsor en cavitación; 4-pulg. 4 estados de bomba, 3550 rpm, $n_s = 1200$.

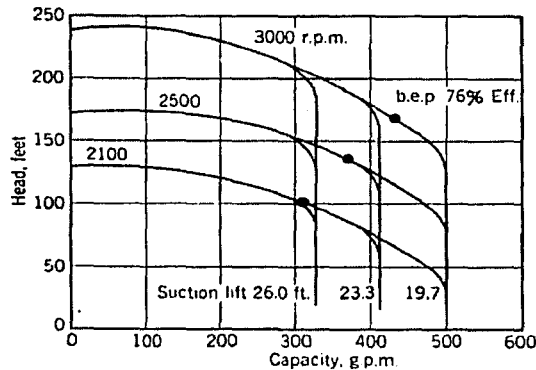


Fig. 2.6 Efecto de la velocidad y suave succión en cavitación; 3-pulg. bomba de simple succión, $n_s = 1000$.

Con las bombas de altas velocidades específicas (1500-5000), las curvas de capacidad de carga y eficiencia comienzan a caer a lo largo de todo el rango gradualmente antes de que el punto de rompimiento súbito sea alcanzado (Fig. 2.7). El grado de caída en las curvas de capacidad de carga y eficiencia depende de la velocidad específica y la presión de succión, aumentando para altas velocidades específicas y bajas presiones de succión.

Con bombas de velocidades específicas muy altas (arriba de 6000) de tipo hélice, no está definido el rompimiento en las curvas (Fig. 2.8); en cambio, hay una caída gradual en las curvas de capacidad de carga y eficiencia a lo largo de todo el rango. En este tipo de bombas, la caída en la eficiencia aparece antes, hay una caída perceptible en la curva de capacidad de carga. Por lo tanto, una caída en la eficiencia es un criterio más fiable de condiciones de cavitación próximas. Incluso el inaceptable ruido puede no aparecer hasta que la cavitación ha progresado más allá del punto donde la eficiencia llega a ser inadecuada comercialmente.

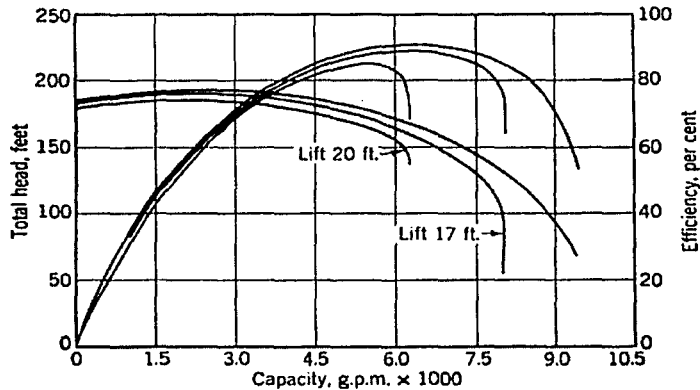


Fig. 2.7 Doce pulgadas bomba de doble succión, 1200 rpm, $n_s = 2100$.

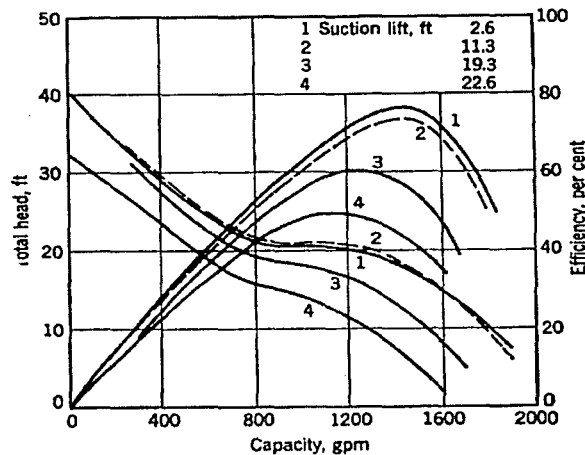


FIG. 2.8 Desempeño de bomba flujo axial, Diámetro del impulsor 6.5-pulg., 2250 rpm, $n_s = 9750$.

La diferencia en el comportamiento de las bombas de diferentes velocidades específicas resulta de la diferencia en el diseño del impulsor. Baja velocidad específica en el álabe del impulsor forma un canal definido, el largo del cual depende de los ángulos del álabe, el número de álabes, y el radio del ojo del impulsor diámetro D_1 para el diámetro exterior del impulsor D_2 (Fig. 2.9).

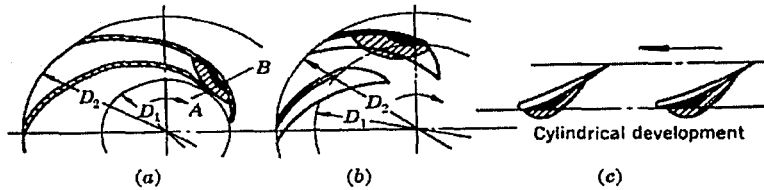


Fig. 2.9 Zonas de baja presión en la parte trasera de los alabes: (a) baja velocidad específica; (b) velocidad específica media; (c) impulsor de la bomba.

Cuando la presión en el ojo del impulsor alcanza la presión del vapor, usualmente en la parte trasera de las puntas de entrada del álabe, se extiende muy rápidamente a través de todo el ancho del canal, A-B, Fig. 2.9 (a) – con un pequeño incremento en capacidad y disminución en carga. Una caída más allá en la presión de descarga no produce más flujo porque el diferencial de presión moviendo agua al ojo del impulsor no puede incrementarse más. Este diferencial se fija por la presión de succión fuera de la bomba, y la presión del vapor a través de todo el canal entre dos álabes cualquiera a la entrada del impulsor.

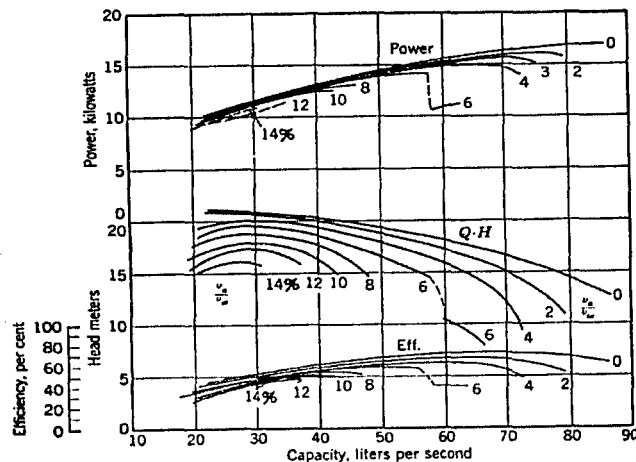


Fig. 2.10 Efectos de admisión de aire en la succión (Siebrecht).

Con altas velocidades específicas del impulsor, el canal entre dos álabes es más ancho y corto, ver Fig. 2.9 (b). Mayor caída en carga y un gran incremento en capacidad son requeridos para extender la zona de presión de vapor a través de todo el canal. Por lo tanto, la caída en la curva de capacidad de carga se extiende por medio de un ancho rango antes de que el rompimiento súbito ocurra. Con bombas de propela los alabes no se traslapan; ver Fig. 2.9 (c). Por lo tanto, a pesar de que la zona de baja presión se extiende cuando la carga de la bomba se reduce, siempre hay partes del canal que permanecen a presiones más altas que la presión del vapor,

y el flujo a través del impulsor aumentará firmemente aunque la cavitación este fija definitivamente.

La cavitación en bombas de varias etapas afecta solo la primera; por lo tanto la caída en la capacidad de carga y eficiencia es menos pronunciada que en una bomba de una sola etapa. El corte de capacidad es determinado por la primer etapa.

La caída en las curvas de capacidad de carga y eficiencia puede comenzar antes de que la presión del vapor se alcance en ciertas partes de la succión del impulsor. Esto es causado por la liberación de aire o ligeras fracciones de aceites de petróleo a presiones reducidas en el ojo del impulsor.

La presión absoluta en las bolsas de vacío es la suma de todas las presiones parciales de los gases ocupando este espacio, de acuerdo con la ley de Dalton de las presiones parciales.

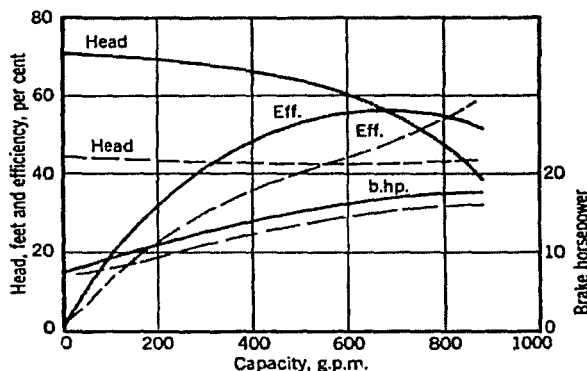


Fig. 2.11 Estrangulamiento de la succión en lugar de ahorrar potencia en la descarga puede ser una solución peligrosa; bomba de 5-in., 1160 rpm, $n_s = 1500$.

La caída en las curvas de capacidad de carga y eficiencia debido a la liberación de aire libre en el agua esta seguida también por una reducción en la potencia al freno. Este método ha sido sugerido como un medio para reducir la carga y al mismo tiempo ahorrar potencia en lugar de ahogar la descarga de la bomba, como se hace ordinariamente. La figura 2.10 muestra resultados de prueba obtenidos por Siebrecht, es decir, las curvas de capacidad de carga, eficiencia, y potencia al freno de una bomba con diferentes volúmenes de aire admitidos por la bomba. El autor no sabe de algún caso donde este método fuera empleado en instalaciones actuales, pero una modificación de este método, por medio del cual la succión de la bomba es estrangulada en lugar de reducir la carga en la descarga, es frecuentemente empleado. A presiones de succión reducidas, aire o gases comienzan a ser liberados del líquido, produciendo una curva de baja capacidad de carga y baja potencia al freno. Sin embargo, este método no es recomendado porque, si la succión se estrangula y se lleva demasiado lejos, la cavitación comenzará con todos estos malos efectos – ruido, erosión, y vibración. La figura 2.11 muestra una prueba de una bomba de 5-in. con la succión y la descarga estranguladas. Una comparación de la curva de potencia al freno muestra la potencia ahorrada por la succión estrangulada.

En algunas ocasiones esto ha sido encontrado mediante pruebas cuidadosas en bombas centrífugas y turbinas de agua que la eficiencia puede mostrar un ligero incremento poco antes de que se establezca la cavitación. Esto se explica por una reducción de fricción al comenzar la separación, justo antes de que el disturbio de martilleo de agua comience.

c) Desgaste en los Álabes del Impulsor y Falla de Fatiga de Metales. Si una bomba es operada bajo condiciones de cavitación por un tiempo lo suficientemente largo, el desgaste en los álabes del impulsor aparece, la cantidad de pérdida de metal depende del material del impulsor y del grado de cavitación. Foettinger muestra concluyentemente que el desgaste del álabe es causado solamente por la acción mecánica (golpeteo) de las burbujas de vapor colapsándose, y que la acción electrolítica y química es totalmente insignificante en este proceso. El probó esta cavitación producida en un canal con forma de Venturi hecho de vidrio neutro el cual fue gastado de la misma manera que un metal en una bomba centrífuga o en los álabes de un rodete de turbina de agua. Si la relación electrolítica o química es activa, esto podría afectar todas las partes del mismo material y no solamente los puntos sujetos al golpeteo.

Antiguamente se suponía que el aire o gases podían ser mucho más activos en el instante de la liberación. Pero lo que demuestra que sólo hay acción mecánica es que los lugares afectados por erosión están más allá de los puntos de baja presión donde las burbujas de vapor se forman.

Por lo que se refiere a los materiales con poca cohesión molecular estos sufren mayor desgaste, ya que las partículas desprendidas vuelven a ser lanzadas contra el material, logrando llegar a incrustarse para después desprenderse de nuevo.

El desgaste por cavitación se debe distinguir del que producen la corrosión y la erosión. El de corrosión lo causa única y exclusivamente la acción electrolítica y química de los fluidos bombeados. El segundo es causado por las partículas abrasivas, tales como la arena, coque 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 de golpeteo fue valuada de 600 a 1000 ciclos por segundo por un Ingeniero Alemán de apellido Hunsaker.

En cambio P. De Haller llegó a registrar frecuencias de hasta 25000 ciclos por segundo. Por lo que se refiere a presiones e intensidades, el mismo Ingeniero encontró que las intensidades dependen de la velocidad y llegó a medir presiones de 300 atmósferas. Todavía no se ha dado una explicación satisfactoria del porque de estas presiones tan altas, aunque existen ciertas versiones, como la de Poulter, con suficiente grado de exactitud.

2.10.2 Resistencia de los materiales a la cavitación

Los distintos materiales resisten la cavitación en diferentes grados. La cantidad de material destruido por la cavitación está controlada por la composición química de ellos, el tratamiento térmico y las condiciones de su superficie.

Schroeter ha hecho pruebas con diferentes materiales expuestos a cavitación y usando una velocidad de 197 pies/seg. La figura 2.12 muestra los resultados

obtenidos. Las abscisas indican las horas que duró la prueba y las ordenadas, el peso en gramos del material perdido.

Es costumbre, sobre todo en las turbinas, proteger las partes desgastadas por la cavitación con placas soldadas de acero inoxidable, mucho más resistente que otros materiales.

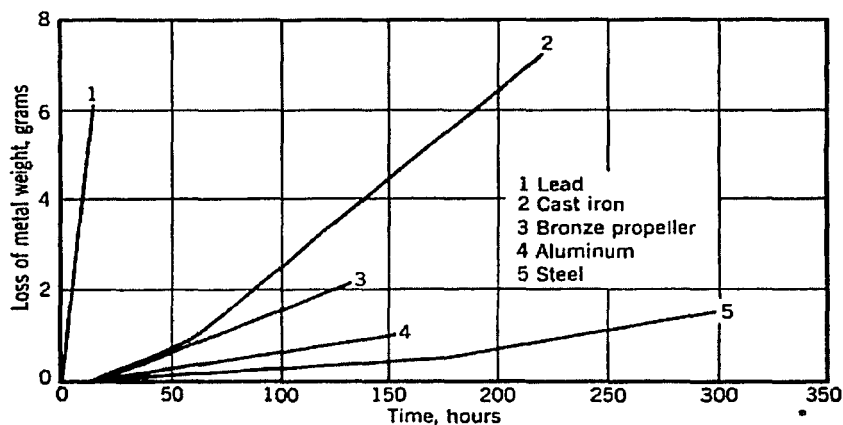


Fig. 2.12 Pérdidas de metal debido a la cavitación.

Por último, mencionaremos que Kerr ha probado 80 materiales para cavitación en agua de mar, en un aparato vibratorio especial desarrollado por el Instituto Tecnológico de Massachussets. Esas pruebas mostraron 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.

Por último, Mousson encontró que las pérdidas de metal por cavitación son aproximadamente proporcionales a la presión de vaporización. Demostró también la conveniencia de introducir pequeñas cantidades de aire a la región dañada por la cavitación. Mousson y Kerr han hecho gran cantidad de pruebas que han proporcionado datos muy importantes para la selección del material, cuando se anticipan problemas de cavitación.

2.11 Cavitación en Válvulas

La cavitación es frecuentemente una consideración importante en el diseño y operación de instalación de válvulas. Es necesario determinar si la cavitación existirá, evaluar su intensidad, y estimar su efecto en el sistema y entorno. Determinar la existencia e intensidad de la cavitación depende de la disponibilidad y la aplicación adecuada de los datos experimentales. La cavitación varía con el tipo de válvula, tamaño, presión de operación, y especificaciones con respecto a la instalación. El uso impropio de los datos de laboratorio puede llevar a errores considerables. Otro aspecto del diseño satisfactorio es establecer un límite de cavitación aceptable para

un sistema dado. Uno debe considerar los efectos que la cavitación tendrá en el sistema o entorno: ruido, vibración, daño por erosión, o disminución en su desempeño, por ejemplo. El límite seleccionado puede variar desde requerir que no cavite hasta permitir el flujo totalmente estrangulado.

2.11.1 Criterio de diseño para evitar la cavitación

Seleccionar un criterio de diseño se controla parcialmente por la disponibilidad de datos experimentales de cavitación. Uno no seleccionaría un límite de diseño para el cual no hubiera ningún dato disponible o por lo menos un método establecido para su evaluación. Escoger un límite de cavitación depende de varios factores relacionados a los requerimientos de operación, expectativa de vida, localización de los dispositivos, especificaciones de diseño, y económicos. Por ejemplo, si una válvula se requiere para uso no frecuente de operación, como para llenar una tubería o para alivio de presión, la válvula podría diseñarse para operar con cavitación fuerte. Si la válvula es para uso continuo, la cavitación fuerte se evitaría.

La localización de la válvula es un importante factor, desde ruido y vibración causado por la cavitación puede ser inaceptable. Si estuviera en un área residencial, un nivel ligero-a-moderado de cavitación sería el máximo aceptable; en un área remota, esto quizás no sería un criterio de diseño.

Especificaciones de la válvula y la tubería pueden influenciar en los límites de diseño. En el caso de un orificio o una válvula de aguja descargando en un ensanchamiento súbito, fases avanzadas de cavitación pueden existir antes de que un importante daño por erosión ocurra en la pared de la expansión. El límite mayor la proporción de expansión, el límite menor la oportunidad de daño por cavitación. En este caso, ruido, vibraciones, o pérdidas de eficiencia de la válvula pueden ser más importantes que el daño por erosión.

Esos y algunos otros factores dictan la opción final del límite de cavitación. Ya que el nivel de cavitación que puede ser tolerado varía considerablemente, límites severos deben ser evaluados para dar al diseñador la flexibilidad adecuada. Cuatro límites serán discutidos: incipiente, crítico, daño incipiente, y estrangulamiento.

2.11.1.1 Límites Incipiente y Crítico

Incipiente es un límite de diseño conservativo y se sugiere para uso solamente cuando no pueden ser tolerados ruido u otros disturbios. Ya que es tan conservador, ha sido evaluado solo para algunas válvulas. El siguiente (más alto) nivel de cavitación es el crítico. La cavitación a nivel crítico no sería inaceptable y no disminuiría la vida de la válvula. Para más aplicaciones, la condición crítica es recomendada por lo que podría ser determinado como "operación de cavitación-libre". Información considerable ha sido obtenida para cavitación crítica.

Los valores de σ a incipiente σ_i y crítica σ_c pueden usualmente ser evaluados trazando la salida del acelerómetro contra σ en coordenadas log-log, como se muestra en la figura 2.13 para válvulas de mariposa. La región a-b corresponde a la ausencia de cavitación. La variación en la salida del acelerómetro con sigma en esta región es debida estrictamente al aumento del ruido en el flujo. Debe tenerse cuidado en esta región para asegurar que las válvulas de control u otros componentes en el sistema

no estén cavitando o causando excesivo ruido turbulento. La región b-c cubre cavitación incipiente a ligera y c-d de ligera a la máxima intensidad. Incipiente y cavitación crítica son determinadas por la intersección de las porciones de línea recta de la figura. Este método ha sido usado en numerosas válvulas y orificios y encontró que da resultados capaces de repetirse, se utilizo sumo cuidado para evitar disturbios extraños durante la prueba. Algunas válvulas probadas tienen importantes diferencias en las características de cavitación y producen diferentes curvas de acelerómetro.

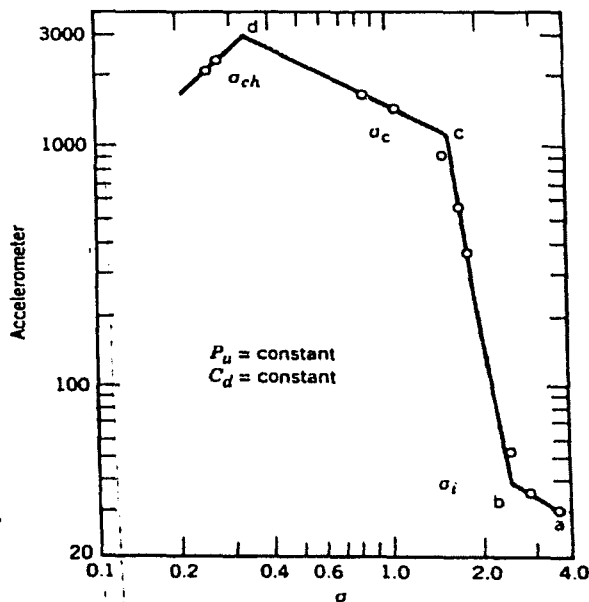


Fig. 2.13 Evaluación de cavitación incipiente y crítica

Hay usualmente una caída repentina en la intensidad de cavitación cuando la válvula comienza la estrangulación (punto d). Esto es porque, como la longitud de la cavidad de vapor aguas abajo de la válvula aumenta, el colapso de la cavidad ocurre más lejos de la válvula. Cuando la válvula es completamente estrangulada (algunas veces llamado destello [flashing] o supercavitación), la zona de presión del vapor puede extenderse por cientos de diámetros de tubería (Tullis, 1974).

2.11.1.2 Límite de Daño Incipiente

Muy poca información esta disponible identificando las condiciones de flujo correspondientes al ataque de erosión. Esto es principalmente debido a las dificultades experimentales involucradas en obtener tal límite. El límite corresponde para condiciones donde el desprendimiento es primeramente detectado en una muestra de aluminio ubicada en el linde. Aluminio suave es usado como el material de prueba para minimizar tiempos de prueba. La intensidad de ruido y vibraciones a varios daños incipientes, dependen del dispositivo de prueba. Para un orificio con una

pequeña proporción de diámetro (orificio-a-tubo), y para ciertas válvulas, cavitación muy fuerte se necesita antes de que el desprendimiento suceda en la pared. Una vez que el desprendimiento comienza, solo ligeros incrementos en la velocidad del sistema, o una pequeña caída en la presión ambiente, pueden rápidamente acelerar el daño. Los experimentos han mostrado que la proporción de pérdida de peso es proporcional a la velocidad elevada a una potencia: el daño es proporcional a V^n . El exponente n ha sido evaluado experimentalmente para ser tan grande como 7 (Knapp 1955 y Stripling 1975). Operar una válvula más allá del daño incipiente, por lo tanto, somete a la posibilidad de una rápida erosión.

El daño incipiente σ_{id} es evaluado trazando la razón de desprendimiento determinado experimentalmente contra la velocidad o sigma. La figura 2.14 muestra tal información, para un incremento de cerca del 20% en la velocidad, la razón de desprendimiento aumenta cerca de 1000 veces. Es por consiguiente importante ser conservador en estimar σ_{id} y no operar a $\sigma < \sigma_{id}$.

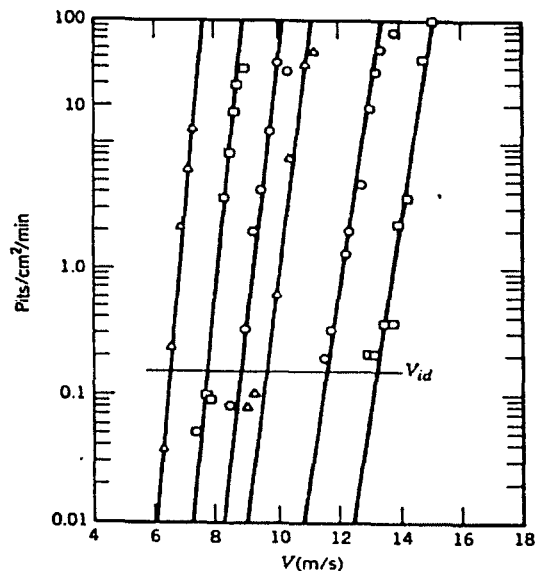


Fig. 2.14 Evaluación de daño incipiente

2.11.1.3 Límite de Estrangulamiento

Usar cavitación de estrangulamiento como un punto de diseño es frecuentemente apropiado para válvulas que sólo operan por periodos cortos, como una válvula de alivio de presión. Ya que este tipo de válvula generalmente opera pocas veces, el daño por erosión no puede ser el factor decisivo. Cuando un sistema es diseñado para tolerar fuerte vibración y si el ruido no es una consideración, una válvula puede operar estrangulada. Como el flujo aumenta a través de una válvula o un dispositivo similar, la presión media justo aguas abajo eventualmente cae a la presión del vapor y la válvula estrangula. El termino significa que para una presión aguas abajo dada, la válvula esta pasando su máxima descarga. Cerca de estrangular, el flujo para ciertas

válvulas es inestable. Solo un pequeño cambio en la presión aguas abajo puede causar una condición de supercavitación en la cual la presión del vapor se prolonga por algunos diámetros y el colapso de la cavitación ocurre lejos aguas abajo. Bajo esas condiciones, algunas válvulas pueden operar casi libres de daño. Esta gran cavidad puede también desaparecer con solo un pequeño cambio de presión aguas abajo, causando un aumento de presión transitorio.

El método normal para evaluar el ataque de estrangulamiento no requiere una medida de la intensidad de cavitación. El procedimiento se demuestra en la figura 2.15. En la ausencia de cavitación, y arriba de la cavitación fuerte, la descarga (o velocidad) es proporcional a la raíz cuadrada de la caída de presión. Esto se refleja en la ecuación para C_d , C_v , y K_l ⁶. Arriba del punto de cavitación fuerte, el valor de los coeficientes es constante, como reflejó la porción recta de las líneas en la figura 2.15 teniendo una inclinación de 1:2. Como la válvula comienza a estrangular, la pendiente de la línea decrece y la línea comienza a ser horizontal cuando la supercavitación se alcanza. La brusquedad del cambio en la pendiente depende del tipo de válvula y en la localización de la medición de P_d . La descarga Q_{ch} y la caída de presión ΔP_{ch} a estrangulamiento son determinadas por la intersección de dos líneas rectas, como se muestra en la figura. El valor de ΔP_{ch} también puede calcularse usando la medición de Q_{ch} y el valor de C_v , K_l , o C_d para flujo no-cavitante. σ_{ch} se calcula de la ecuación 2.1 usando

$$\sigma_{ch} = \frac{(P_u - \Delta P_{ch} - P_{vg})}{\Delta P_{ch}} \quad \dots \quad (2.6)$$

La intensidad de cavitación y la correspondiente vibración por ruido y daño por erosión a la válvula están a su máximo justo antes que la válvula estrangule. Sin embargo, si la válvula se mueve dentro de la supercavitación la situación es bastante diferente. Para válvulas como las de mariposa y de cono, la mayoría del colapso se presenta alejado de la válvula y probablemente un pequeño daño ocurre a la válvula. No obstante, a lo lejos aguas abajo, donde el colapso ocurre, problemas serios pueden encontrarse. Para válvulas como las de globo, algo de la cavitación colapsará dentro del cuerpo de la válvula incluso con la supercavitación y causará daño por erosión.

Algunas de las nuevas válvulas de pérdidas de alta carga que usan el principio de pérdidas múltiples en serie no estrangulan totalmente. Considerando un sistema con algunos orificios en serie diseñado para que estos no caviten bajo condiciones normales. Si la presión aguas abajo se deja caer a la presión del vapor, el último orificio puede estrangular, pero los otros no. Esto produce un pequeño cambio en el coeficiente de descarga de las válvulas C_d y aparece como si el sistema no se estrangulara.

$${}^6 \quad K_l = \frac{2g\Delta H}{V^2} = \frac{2g\Delta H A^2}{Q^2}, \quad C_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta P / sg}}, \quad C_{d1} = \frac{V}{(2g\Delta H)^{0.5}}, \quad C_d = \frac{V}{(2g\Delta H + V^2)^{0.5}} \quad y$$

$$C_{df} = \frac{V}{(2gH_u)^{0.5}} \quad (\text{para válvulas de libre descarga}).$$

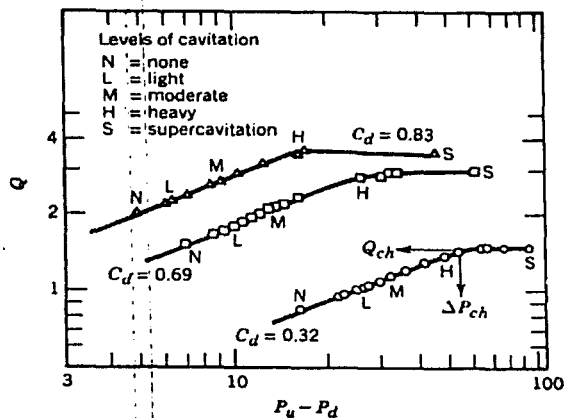


Fig. 2.15 Evaluación de cavitación por estrangulamiento

2.11.1.4 Nivel de ruido

El ruido generado por la cavitación puede ser inaceptable. Grandes válvulas pueden fácilmente generar arriba de 100 db de ruido cuando la cavitación es muy fuerte. El ruido es incluso influenciado por la tubería. Una expansión gradual actúa como un cuerno y puede amplificar el sonido generado por la válvula.

2.11.2 Datos experimentales

Cuando la condición de limitar la cavitación ha sido establecida, el siguiente paso es obtener los datos experimentales de las válvulas inicialmente consideradas. En general, hay tres recursos de datos:

- 1) Pruebas en la válvula actual conducidas con condiciones idénticas a aquellas del sistema;
- 2) Pruebas en una válvula modelo; o
- 3) Datos de la literatura

El primer recurso obviamente da la mejor información, ya que generalmente evita todos los efectos de escala. El segundo recurso es fiable proporciona los datos que se ajustan propiamente para los efectos de escala. El tercer recurso puede proporcionar datos que darán un estimado razonable de dos válvulas que son geoméricamente similares y si se tiene el cuidado apropiado para seleccionar y aplicar los datos.

Una de las frustraciones de usar datos de la cavitación disponibles en la literatura es la aparente discrepancia entre los diferentes valores investigados obtenidos para el mismo límite. Esto ocurre a causa de algunos problemas. Primero, ya que la cavitación es un proceso aleatorio, definir y reproducir consistentemente un valor para el límite de cavitación es difícil. Esto puede resultar en variación en los datos incluso de la misma investigación. Esto puede ser minimizado puliendo el método de selección del límite.

Una segunda dificultad esta en las diferentes definiciones del mismo límite de cavitación. Por ejemplo, un investigador (Stiles, 1966) define cavitación incipiente como el punto al cual el coeficiente de descarga de la válvula comienza a caer debido a la fuerte cavitación. El usa una definición del índice de cavitación

$$K_c = \frac{(P_u - P_d)}{(P_u - P_{vg})} = \frac{1}{\sigma + 1} \quad \dots \quad (2.7)$$

Definiendo K_c como el punto donde C_d cae y llamándolo ataque de cavitación, ha causado mucha confusión. El punto al cual la eficiencia de la válvula comienza a disminuir esta cerca del estrangulamiento y actualmente corresponde a las condiciones de flujo cerca del ruido, vibración, y potencial de erosión máximos para válvulas. Es similar al NPSH requerido para bombas.

Una tercera fuente de difusión (scatter) aparente en lo que aparecería al principio para ser los datos similares es debido a los efectos de escala. Mucho de la difusión aparente puede ser eliminado haciendo ajustes propios para efectos de escala. Un cuarto origen de variación de datos son las diferencias en detalles de la válvula, para válvulas del mismo tipo general. Ciertas geometrías cambian, como el diseño del asiento, puede mensurablemente afectar el ataque de cavitación, considerando que no hay otras variaciones menores. Otros ejemplos de diferencias significantes son las válvulas de bola y cono, algunas de las cuales tienen una sólida o bordeada tapa y otras tienen una fabricada o tapa de tipo esqueleto donde el flujo puede ir alrededor de la tapa, así como a través de ella. Otro ejemplo es la bola parcial contra la bola completa. Válvulas de bola construidas con una bola parcial son fabricadas tal que hay sólo un puerto donde ocurre el estrangulamiento. Esas diferencias pueden causar variaciones sustanciales en los límites de cavitación para válvulas que llevan el mismo nombre. Se debe tener cuidado al comparar válvulas de tipos similares.

Existen muchos estudios acerca de este tema. El investigador Tullis J. P. (1989), realizo pruebas para cada uno de los casos mencionados, llegando a ecuaciones experimentales de diferentes tipos de válvulas.

2.11.3 Efectos de escala

Los efectos de escala para cavitación son tales que una gran válvula operando a alta presión cavitará más que una válvula pequeña operando a baja presión. Algún esfuerzo a sido dedicado a evaluar las características de cavitación de válvulas, orificios, codos, etc., para establecer valores de σ correspondientes a varios niveles de cavitación y evaluar efectos de escala. Una de las primeras publicaciones en válvulas fue por Yanshin en 1965. Una revisión de la investigación de cavitación en válvulas entre 1957 y 1967 por Tullis y Marschner proporcionó valores de σ a diferentes intensidades de cavitación para una variedad de válvulas. Poca información en efectos de escala estaba entonces disponible. Desde 1967, más información considerable se ha puesto a disposición, mucha de esta información ha sido acumulada por el autor y sus estudiantes, por el Metropolitan Water District of Southern California y otros. El impacto de estas investigaciones ha sido la evaluación de σ correspondiente a niveles diferentes de cavitación para una variedad de tipos y tamaños de dispositivos, más la evaluación cuantitativa de efectos de escala asociados con los cambios en el tamaño y variaciones en la presión de operación.

Para válvulas, el ataque de cavitación se ha encontrado que aumenta con el diámetro y con los incrementos de presión. El autor sugiere que se deben hacer ajustes para diferentes parámetros de válvulas, tales ajustes son necesarios porque el fracaso para corregir estos efectos de escala cuando se usan los modelos relativamente pequeños, puede producir serios problemas de cavitación en el prototipo.

Una investigación considerable ha demostrado que no hay tamaño importante o efectos de presión de escala para cavitación por estrangulamiento. Esto se esperaría porque la presión media en la vena contracta puede predecirse con la ecuación de la energía si el coeficiente de contracción es conocido. Por lo tanto es posible calcular σ_{ch} para algunos dispositivos. El factor causante de los efectos de escala para otros límites no aplica al estrangulamiento. Por lo tanto, el índice de estrangulamiento σ_{ch} obtenido en un modelo a cualquier presión puede ser usado sin ajustar para predecir el desempeño del prototipo.

2.11.4 Control de la cavitación

En las secciones previas, información fue proporcionada en varios tipos de válvulas que pueden usarse para identificar las condiciones bajo las cuales operarán a diferentes niveles de cavitación. Si tal análisis indica que la válvula, orificio, u otro dispositivo estará operando a un nivel de cavitación grande que puede tolerarse, el diseño debe alterarse. Esta sección proporciona información de varias técnicas, las cuales pueden usarse para proveer un diseño final, el cual puede operar al nivel de cavitación deseado; se describirán las diferentes técnicas.

2.11.4.1 Tipo de Válvula

El procedimiento normal en seleccionar una válvula para una instalación particular es escoger la válvula más económica que satisfaga los requerimientos del sistema. Comparando datos se demuestran diferencias en el desempeño de la cavitación de diferentes válvulas. Seleccionando la válvula adecuada puede ser posible evitar la cavitación en ciertas situaciones.

Si usando válvulas convencionales como de mariposa, cono, bola o globo, aún produce cavitación excesiva, puede ser aconsejable mirar los nuevos estilos de válvula, descubiertos en años recientes. Algunas válvulas en el mercado pueden producir altas caídas de presión bajo condiciones de cavitación controladas. Esas válvulas operan generalmente en uno de dos principios. Una clase de válvula usa el principio de flujo a través de un orificio descargando dentro de un alargamiento infinito. En el orificio descargando dentro de un alargamiento aguas abajo se ha encontrado que es un buen arreglo para suprimir la cavitación. La razón es que la cavitación ocurre en el fluido, fuera de los límites sólidos. Existen algunas válvulas en el mercado las cuales usan este principio. Una es la "sleeve valve". Otra es la "submerged Howell-Bunger valve".

El otro principio que se utiliza en válvulas para obtener altas caídas de presión bajo condiciones controladas de cavitación es disipar la energía colocando un número de constricciones en serie. Este tipo de válvulas puede visualizarse mejor comparando esto con un número de placas orificio en serie. Para dividir propiamente la caída de

presión entre las placas orificio, uno puede incrementar la caída de presión aceptable casi fuera del límite y aún controlar la cavitación.

2.11.4.2 Válvulas en Paralelo o Válvulas Grandes

Si una válvula sencilla no puede producir la caída de presión requerida sin cavitación, una solución puede ser usar una válvula grande o colocar dos válvulas en paralelo. Para explicar como esto ayuda, primero considere las características de cavitación de las válvulas. Se observa que para estos límites de cavitación, la magnitud de σ se incrementa significativamente cuando se incrementa la apertura de la válvula. Ya que la magnitud de σ esta inversamente relacionada a la caída de presión aceptable a través de la válvula, una válvula operando a una pequeña apertura puede producir una caída de presión grande al mismo nivel de cavitación. En consecuencia, si una gran válvula es usada, o dos válvulas son colocadas en paralelo, la descarga por estas se reduce y cada válvula opera a aperturas de válvula pequeñas y a un C_d pequeño para producir la misma caída de presión. La decisión, si para usar esta técnica, u otras, se basa primordialmente en la economía, facilidad de operación, y si la válvula es forzada para operar a muy pequeñas aperturas. Una ventaja del esquema de las dos válvulas es que esta técnica proporciona más fiabilidad porque hay dos líneas en paralelo, cada una de las cuales puede proporcionar una parte o posiblemente el flujo total requerido bajo las condiciones de una emergencia.

Uno de los problemas con usar válvulas grandes o válvulas en paralelo, además de que aumenta el costo, es la limitación de no operar las válvulas a aperturas sumamente pequeñas. Es generalmente aceptado que una válvula no debe usarse para estrangular por debajo de 10-15% de apertura. Las dificultades surgen debido a las altas caídas de presión causando daño a los sellos y el pobre control de flujo. Esos problemas llegan a ser más difíciles si un amplio rango de descarga se requiere, una solución a los problemas es colocar las válvulas de tamaño variable en paralelo. Cada línea puede diseñarse para operar libre de cavitación por encima de una parte del rango de descarga requerido.

2.11.4.3 Válvulas en Serie

Otra técnica para eliminar la cavitación es colocar válvulas en serie, esto reduce la caída de presión a través de cada válvula y les permite operar a un σ grande. Esta técnica es probablemente más eficiente que usar válvulas en paralelo, pero incrementa significativamente la complejidad de los controles. Tomar la ventaja máxima de las dos válvulas en serie, la válvula aguas arriba siempre debe operar a pequeñas aperturas ya que puede tolerar una caída de presión más grande. Debido a que las dos posiciones de las válvulas dependen de cada uno de nosotros y la proporción de flujo, el sistema de control debe poder guardar la apertura de la válvula apropiada para cada válvula en función de controlar la cavitación.

El espaciamiento adecuado de válvulas colocadas en serie es importante. El espaciamiento entre válvulas depende del tipo de válvula. Para válvulas de mariposa, de 5 a 8 diámetros de tubo son requeridos entre válvulas para prevenir vibración de la hoja de la válvula aguas abajo y obtener la caída de presión normal a través de cada válvula. Para válvulas de globo, cono y otros tipos, es posible cerrarlas pestaña a

pestaña y tener una operación satisfactoria basada en las pérdidas de carga. Uno debe preocuparse con el efecto aguas arriba de la válvula que causa daño por cavitación aguas abajo de la válvula y posible inestabilidad. Si las válvulas son diseñadas para operar a menos que el daño incipiente, esto no se vuelve un criterio de diseño. Sin embargo, si las válvulas estarán operando en una región de cavitación, cerrar las válvulas pestaña a pestaña no sería aconsejable.

2.11.4.4 Materiales Resistentes a la Cavitación

Otro método para eliminar el daño por cavitación es cubrir las partes de la válvula y la tubería aguas abajo con materiales resistentes a la cavitación. Con esta solución, uno tolera la cavitación e intenta prevenir la erosión. La ventaja de este método es que la simplicidad de una válvula sencilla controlando el flujo se mantiene. La desventaja es el costo. Un análisis de costo debe hacerse para determinar cual de los diferentes métodos es más satisfactorio. Esta sección sería muy similar a la vista para bombas, por lo que se omitirán algunos detalles.

Tabla 2.1 Resistencia a la erosión por cavitación de algunos Metales^a

Aleación	Magnetofricción Pérdidas de peso posteriores 2 h (mg)
Acero rolado ^b	0.6
Bronce – Aluminio soldado	3.2
Bronce – Aluminio colado	5.8
Acero inoxidable soldado (2 capas, 17 Cr-7 Ni)	6.0
Acero inoxidable rolado en caliente (26 Cr-13 Ni)	8.0
Acero inoxidable rolado en frío (12 Cr)	9.0
Acero inoxidable colado (18 Cr-8 Ni)	13.0
Acero inoxidable colado (12 Cr)	20.0
Bronce – Manganeso colado	80.0
Acero templado soldado	97.0
Acero niquelado	98.0
Acero colado	105.0
Aluminio	124.0
Latón	156.0
Hierro colado	224.0

^a Kallas (1968).

^b A pesar de la alta resistencia de este material contra el daño por cavitación, no es conveniente para el uso ordinario debido a su costo comparativamente alto y la dificultad para maquinarlo.

Fuente: Tullis, Hydraulics of pipeline.

Pruebas limitadas se han hecho de resistencia a la erosión de diferentes materiales y recubrimientos para cavitación en sistemas de flujo. La tabla 2.2 informa de la resistencia relativa del aluminio, bronce, acero inoxidable 304, y acero al carbón sujeto a cavitación, causada por un orificio. La cavitación fue detectada contando la razón de desprendimiento a diferentes niveles de cavitación. Los datos mostrados se basan en las condiciones de daño incipiente en las pruebas con el aluminio suave, son conservadores y también demuestran que existe menos variación en la resistencia de daño de los materiales en un sistema de flujo. Esta conclusión esta basada en el desprendimiento, no en el peso perdido, entonces no se puede hacer una comparación directa con los datos de la tabla 2.1.

Tabla 2.2 Datos del Daño por Cavitación Incipiente para Diferentes Metales^a

Material	P_u (psi)	σ_{id}	V_{id} (fps)
Aluminio	80	0.804	15.8
Latón	80	0.512	16.9
Acero al carbón	81	0.397	17.8
Acero inoxidable 304	80	0.404	17.6

^a Rahmeyer (1980).

Fuente: Tullis, Hydraulics of pipeline.

2.11.4.5 Aeración

Inyectar aire para suprimir la cavitación es una técnica que ha sido usada por muchos años con grados variantes de éxito. Si una cantidad adecuada de aire es inyectada en la región apropiada, ruido, vibraciones, y daño por erosión pueden reducirse significativamente. Si el aire se introduce para que se disperse a lo largo de la región donde la cavitación se origina, se elimina la formación de la cavitación vaporosa y ahoga el colapso. Cuando el núcleo de cavitación esta hecho de un gran porcentaje de gas, la vaporización del fluido es considerablemente reducida debido a la expansión del gas. Este tipo de cavitación es llamada cavitación gaseosa y regularmente no causa daños serios.

En la zona donde el colapso de cavitación ocurre, una gran cantidad de aire proporciona un efecto de ahogo, reduciendo ruido, vibración, y la posibilidad de daño por erosión. Esto debido a la velocidad de la ola reducida del líquido. Con una velocidad de ola baja, la magnitud de la ola de choque creada cuando la cavidad se colapsa es mucho menor. Esto reduce el daño potencial.

El concepto de usar aire para suprimir la cavitación puede aplicarse a ambos flujos: canal abierto y tuberías. Existen algunas diferencias fundamentales entre inyectar aire en la tubería para suprimir la cavitación en una válvula, orificio, bomba, o turbina y usar una ranura de aire para suprimir la cavitación en un vertedero. Una diferencia es que en una tubería, la cavitación es usualmente local, generándose en una válvula, bomba, turbina, u otras pérdidas menores. Como resultado, sólo una pequeña porción del sistema debe protegerse del daño de erosión por cavitación. Sin embargo, en una aplicación de un canal abierto, como un vertedero, grandes áreas de la superficie deben regularmente protegerse.

Para ranuras de aire en vertederos o ranuras en las compuertas, usualmente es deseable maximizar la cantidad de aire arrastrada por la ranura. Esto es deseable en función de mantener la concentración de aire a un límite alto para una gran distancia. Subsecuentemente fuerzas flotantes y gradientes de presión causan el aire para subir a la superficie, una ranura de aire sólo puede proteger el límite para una distancia finita. Puede ser necesario colocar ranuras de aire en serie.

Para un flujo en tuberías, uno debe involucrarse con el efecto del aire libre en la precisión de los medidores de flujo, reducción de flujo debido a obstáculos, transeúntes causados por grandes "gusanos" de aire que se mueve a través de la

tubería o a través de una válvula de control, tapado de filtros en las plantas de tratamiento de agua, y algunos otros problemas similares. Esto, por consiguiente, es necesario para cerrar el flujo en el conducto para minimizar la cantidad de aire requerida para suprimir la cavitación.

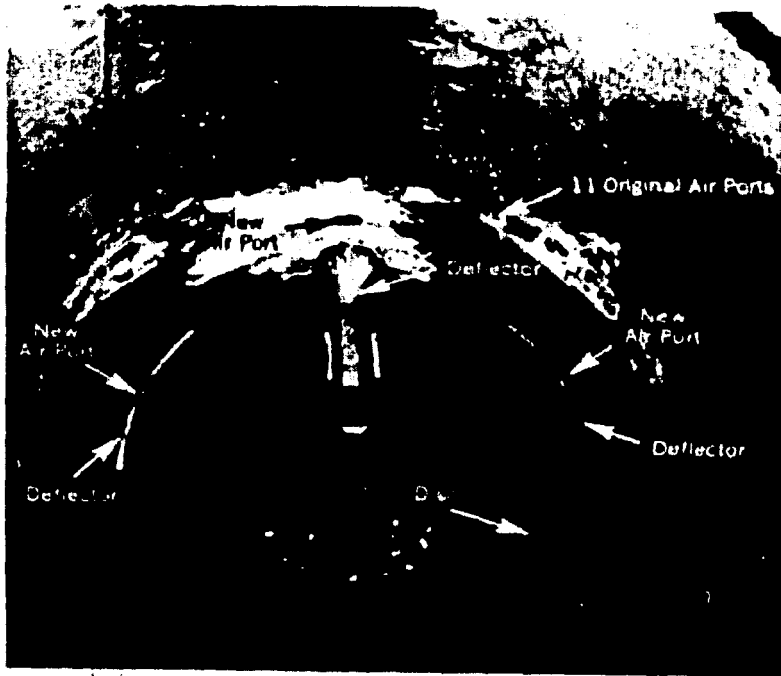


Fig. 2.16 Mirando aguas arriba una válvula de mariposa de pivote de 48 pulg. con puertos de aeración. (Fotografía cortesía de Freese and Nichols, Fort Worth, Texas.)

Al usar el aire para suprimir la cavitación en una válvula, bomba, turbina, etc., esto dificulta identificar todas las zonas de cavitación y abastecer aire a esas áreas. Frecuentemente, el colapso en un sistema de tubería ocurrirá cuando la presión media en la región de cavitación este por encima de la atmosférica. Esto hace necesario el uso de aire comprimido. Tal solución es posible, pero es más compleja y costosa y menos fiable. La cantidad de aire requerido para suprimir la cavitación generalmente se encuentra entre 2 y 6% por volumen de razón de flujo de agua. Esta cifra esta basada en un estudio con placas orificio, una válvula de cono y una válvula de mariposa. El porcentaje para otras válvulas puede ser diferente.

Uno de los errores más comunes cuando se intenta reducir la cavitación mediante inyección de aire, es colocar el puerto de entrada de aire en un mal lugar de modo que el aire no llega a la zona de cavitación.

Para algunas instalaciones, puede dificultarse colocar los puertos de aire en el lugar óptimo. La figura 2.16 muestra la instalación de una válvula de mariposa de 48 pulg. que se infestó con serios problemas de cavitación. El diseño original incluye 11 puertos interiores de aire espaciados alrededor de la mitad superior del tubo y

localizados cerca de 4 pies aguas abajo. Estos succionan todo el aire pero no reducen la cavitación porque el aire no llega a la zona de cavitación.

Después, tres puertos de aire adicionales fueron instalados. Un hueco de 1 pulg. de diámetro fue colocado en la parte superior del tubo justo aguas abajo del deflector. Los otros dos de 2 pulg. de diámetro fueron colocados en los lados más cerca de la válvula. La construcción de la válvula impide que los puertos de aire estén directamente alineados con el eje de la válvula. Para estar seguro que el aire seguiría su camino en la región de separación, 1 pulg. de deflectores altos fueron soldados en el tubo, como se muestra en la figura 2.16. El deflector de eje que opera también fue modificado para mejorar la aeración. Con estas alteraciones, la cavitación casi era totalmente eliminada.

Inyectar aire no puede eliminar completamente el daño por cavitación. La tabla 2.3 lista los datos de aeración en cavitación en σ_{id} para una válvula de "skirted cone" y para una válvula de mariposa. El porcentaje de reducción en σ_{id} cuando el aire fue introducido varió entre 10 y 60%. La reducción es muy importante para considerar inyectar aire.

Tabla 2.3 Influencia en σ_{id} al inyectar aire.

V.O. deg	C_d	σ_{id}	σ_{id} (air)	% $\Delta\sigma$	%Aire
6" butterfly valve (ref.14a)					
20	0.0322	0.39	0.22	-43	3.3
40	0.244	0.77	0.57	-26	4.3
50	0.343	1.12	0.816	-27	3.4
60	0.481	2.73	0.664	-62	5.0
6" skirted cone (ref. 39a)					
30	0.090	0.85	0.35	-59	1
40	0.155	0.97	0.40	-59	1
50	0.26	1.32	0.75	-43	1
60	0.40	1.75	1.55	-11	1
70	0.61	3.35	2.85	-15	1

Fuente: Tullis, Hydraulics of pipeline.

Efectos de escala de aeración. Nuestro entendimiento actual de cavitación no proporciona las herramientas necesarias para predecir la cantidad de aire requerido para suprimir la cavitación sin datos experimentales. Debido a los problemas modelados, obtener datos experimentales confiables en aeración y cavitación es difícil. Cuando se estudian problemas de cavitación en conductos cerrados, la presión y velocidades pueden ser controladas independientemente y por lo tanto es regularmente posible obtener el σ apropiado y así lograr la similitud. Hay, sin embargo, efectos de escala asociados con el modelo siendo más pequeño en tamaño y a veces probado en una condición de velocidad reducida.

Investigaciones anteriores han identificado los efectos de escala asociados con la variación en el contenido de aire y la calidad del agua; y el hecho que el modelo es más pequeño y usualmente operado a velocidades y presiones reducidas. Mas efectos de escala indican que el prototipo cavitara más severamente que lo predicho

para el modelo. Los efectos de escala de tamaño parecen estar relacionados al tiempo que el núcleo de cavitación se sujeta a la presión media, así como a las fluctuantes presiones bajas en la región de separación. Como el tamaño se incrementa, el núcleo se sujeta a las bajas presiones por un largo periodo de tiempo. Esto permite más núcleos creciendo en los eventos de cavitación. Efectos de escala relacionados a los cambios de velocidad son probables debido a la combinación de la variación del tiempo del núcleo en la región de baja presión y el escalamiento de la intensidad de turbulencia con la velocidad.

Cuando se aplican esos mismos principios a los efectos de escala por aeración, uno esperaría que la cantidad de aire (por unidad de diámetro de chorro) requerida para suprimir la cavitación debe disminuir como el tamaño del sistema se incrementa y aumentar con la velocidad.

CAPITULO III

BANCO DE PRUEBAS

Con la información recopilada en los capítulos anteriores tenemos las herramientas teóricas necesarias para iniciar el proceso de diseño y fabricación del banco de pruebas. Como inicio es necesario comentar que los bancos existentes en el mercado no cubren las expectativas o necesidades requeridas por el DTFI, por lo que prácticamente se estará comenzando de cero en este diseño.

La primer parte del capítulo describe el proceso de diseño que se tomó en cuenta para llevar a cabo este proyecto. La metodología que se usó es la que se sigue en el diseño de máquinas; como es de pensarse esta metodología sólo se tomó como base, debido a que en este caso lo que se fabricó fue un equipo de laboratorio. En este apartado se incluyen todos los cálculos y planos de fabricación.

Dentro de la parte de cálculos y planos de fabricación se anexa la denominada "Memoria de cálculo" en donde se detallan y se sustentan los valores utilizados en la fabricación del banco de pruebas.

Como segundo paso se realizó el cálculo hidráulico que se considera la parte medular del capítulo. Debido a que se tendrán valores para la correcta operación del sistema, pensando en la finalidad principal: hacer que el banco de pruebas cavite.

En la tercera parte del capítulo se realizó un análisis económico comparativo. Es decir, se evaluó el proyecto, y el costo se comparó con bancos de pruebas existentes en el mercado en función de establecer si el proyecto es viable, cabe mencionar que la comparación es muy burda debido a que la estructura o diseño de los bancos existentes, cambia según el fabricante.

Finalmente, como consecuencia de lo anterior se procedió a la construcción del banco, aquí se describe a grandes rasgos este proceso.

3.1 Diseño

En la actualidad existen bibliografías (Deutschman, 1991; Orthwein, 1996; Norton, 1999; Shigley, 1989) que describen los pasos que tiene que seguir un diseñador, si bien, no todos los métodos son exactamente iguales, se puede decir que tienen mucho en común. En esta caso tomaremos en cuenta el proceso de diseño propuesto por Ullman (1992), debido a que se considera como una metodología general que aplica no sólo a maquinaria, sino que es aplicable a la mayoría de los productos.

El proceso de diseño es un mapa de cómo satisfacer una necesidad con un producto final. Este mapa tiene algunas características interesantes, como lo muestra la figura 3.1. La ruta de la necesidad al producto puede tomar diferentes trayectorias y llegar a diferentes productos. En otras palabras, pueden existir diferentes soluciones para cualquier problema de diseño mecánico. Los conocimientos del proceso del diseñador y el dominio de problemas de este tipo determinan la ruta.

El autor mencionado plantea 6 fases en la metodología de diseño:

- Fase 1: Desarrollo de especificaciones / planeación
- Fase 2: Diseño conceptual
- Fase 3: Diseño del producto
- Fase 4: Producción
- Fase 5: Servicio
- Fase 6: Jubilación del producto

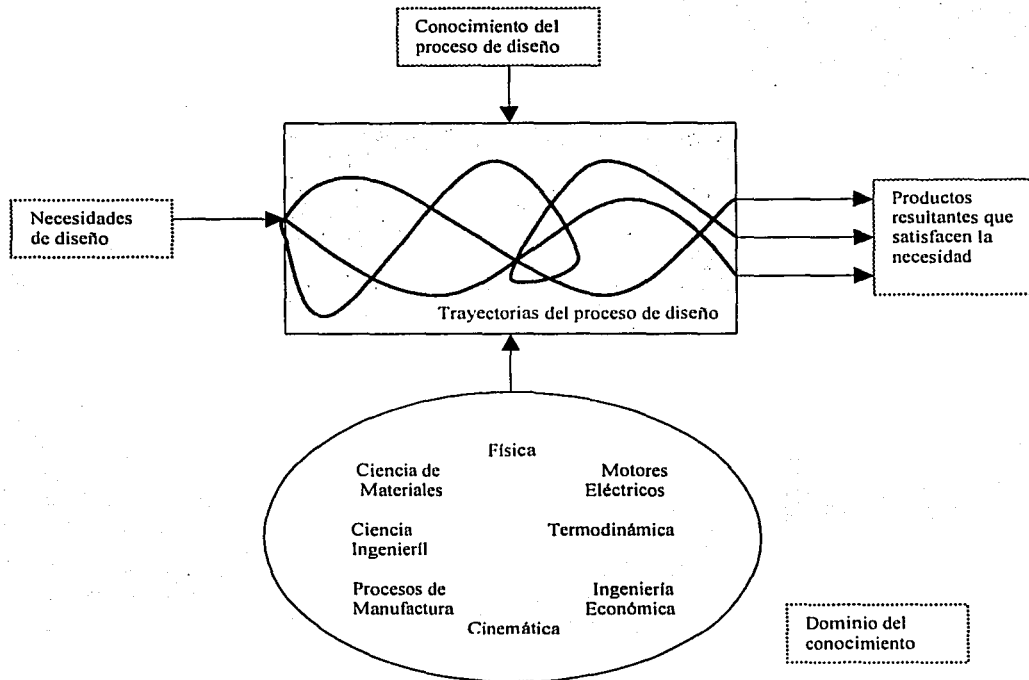


Fig. 3.1. Conocimiento usado en el proceso de diseño.

Fase 1: Desarrollo de especificaciones / planeación. La meta de esta fase es desarrollar un claro estado de los requerimientos del producto en términos de forma, disponibilidad de tiempo, costo, y otras especificaciones. Cualquier cosa después de esta fase depende de los resultados aquí desarrollados. Algunas veces esta fase es llamada fase de preconcepto en función de enfatizar la necesidad de entender completamente el problema antes de desarrollar conceptos de solución.

Fase 2: Diseño conceptual. Durante esta fase se desarrolla una idea burda de cómo el producto funcionaria y que nos gustaría mirar. El diseño conceptual es típicamente representado por bocetos, croquis y notas. Tradicionalmente, esta fase del proceso de diseño ha sido la menos manejada, la menos documentada y la menos entendida. Los diseñadores tienden rápidamente a un croquis, un diseño conceptual, pero dedican la

mayor parte del tiempo al diseño del producto intentando elaborar el concepto de trabajo.

Fase 3: Diseño del producto. Esta fase es la que más tiempo consume del proceso de diseño. Comienza con un concepto y termina con un producto manufacturado listo para usarse. En primer lugar, entre las múltiples consideraciones de esta fase está el diseño concurrente del producto y el proceso de manufactura. Tradicionalmente, los ingenieros de diseño completan su trabajo y pasan sus dibujos y notas a los ingenieros de manufactura, quienes deciden como fabricar el producto. Debe existir una estrecha comunicación entre los ingenieros de diseño y manufactura. Al existir esta comunicación, se logrará optimizar el proceso conjuntando conocimientos teóricos y prácticos.

Las fases 4, 5 y 6 no aplican en los alcances de esta tesis, sin embargo existen bibliografías (Deutschman, 1991; Orthwein, 1996; Norton, 1999; Shigley, 1989) o estudios de caso en donde se analizan a detalle. Para el desarrollo de este trabajo se consideró la metodología anterior, sin embargo no se siguió al pie de la letra o en el orden que establece.

3.1.1 Conocimiento de la necesidad

Detección del usuario

Los académicos de la Facultad de Ingeniería (UNAM), han comentado que el laboratorio de Termofluidos se vería beneficiado si adquiere un equipo de laboratorio en donde los alumnos puedan realizar prácticas relacionadas con la cavitación, tentativamente se menciona que la puedan visualizar y posteriormente manipularla.

Se ha llegado a la conclusión de que esta adquisición complementará los conocimientos adquiridos en la clase teórica, así mismo motivará a los alumnos a realizar investigaciones en este campo, por una parte realizando su servicio social en esta dependencia o para trabajos de Tesis, incluso a inscribirse a los estudios de posgrado para especializarse en el tema.

Transmisión de la necesidad al diseñador

En este caso como servidores sociales de esta dependencia se nos comentó la inquietud de los profesores, debido a la posible adquisición de un equipo de cavitación, por lo que en conjunto con el Ing. Gustavo Becerra decidimos desarrollar este proyecto y evaluar la parte económica. Se determinó que podría manejarse como un trabajo de tesis y al mismo tiempo aportar un banco de pruebas más al laboratorio.

3.1.2 Análisis del problema

Definición del objetivo y alcance del proyecto

Los objetivos y alcances del proyecto fueron definidos al inicio de este trabajo de tesis.

3.1.3 Definición de restricciones

Definición de especificaciones

- Las especificaciones hidráulicas se determinarán a partir de las características del motor eléctrico de la bomba. Ya que los parámetros de la bomba son función directa de las características del motor eléctrico:

$$PB = f(CME) \quad \dots 3.1$$

donde:

PB: parámetros de la bomba.

CME: características del motor.

Debido a que se cuenta con un motor donado por el laboratorio de Máquinas Térmicas, estos serán los parámetros considerados para el diseño:

Datos de placa:

Capacidad del Motor: 1 HP

Tensión de operación: 220 V

Capacidad del interruptor: 20 A

Calibre mínimo del cable: 12 AWG

Fases de alimentación: 3

RPM: 3600

- El banco de pruebas necesita un control de velocidad para el motor eléctrico, debido a las pruebas que se deben realizar, las especificaciones del control deben ser las siguientes (también son función del motor eléctrico, ver plano de fabricación 4):

Voltaje: 220 V

Potencia: 1 HP

Corriente máxima: 5 A

Fases de alimentación: 1

Frecuencia: 0 – 400 Hz

- Finalmente las especificaciones de la estructura serán calculadas de acuerdo a la cantidad de equipo hidráulico, eléctrico y de control (peso) que se requiera para la elaboración del banco de pruebas.

Definición de los criterios de diseño

- El banco debe ser diseñado para ser operado por dos o más personas, ya que el control de válvulas, velocidad de giro del motor y manómetros difícilmente podrían manipularlo una sola persona, aunque no se descarta la posibilidad.
- El tamaño del banco debe ser el estándar, de acuerdo a la estatura media del ser humano, la mejor posición para dar lectura a manómetros, facilidad de operación de válvulas, etc. Ullman (1992), realiza un análisis detallado de las posibilidades de interacción entre el humano y el producto, así como de la

comodidad requerida, el espacio de trabajo, etc. Todo lo anterior para obtener una operación óptima del producto.

- Finalmente, la seguridad es un aspecto de suma importancia. En esta caso no se operan sustancias peligrosas, los componentes eléctricos y de control tiene sus propios dispositivos de seguridad, aún con esto será necesario desarrollar un manual de operación en función de evitar posibles accidentes.

Definición del material

- Seguramente la mejor opción para la estructura del banco de pruebas es PTR de aluminio; para paredes o puertas: madera o algún material plástico; el calibre del metal será seleccionado de acuerdo a la aplicación que se le este dando.
- Se necesitarán controles de seguridad para encendido y apagado.
- Instrumentos de medición para voltaje y amperaje.
- Manómetros
- Tubería transparente, posiblemente de algún polímero.
- Válvulas y accesorios del mismo material de la tubería o al menos prevenir que puedan ensamblarse.

3.1.4 Planeación

Definición de etapas y actividades:

Primer etapa. Conocimiento de la necesidad, análisis del problema, definición de restricciones y planeación de actividades del diseño.

Segunda etapa. Investigación de antecedentes, diseño conceptual, diseño de configuración.

Tercer etapa. Diseño de detalle, fabricación de un prototipo, evaluación. Cabe aclarar que en todas las etapas se debe tener una retroalimentación en función de optimizar el diseño.

La tabla 3.1 muestra el plan de trabajo que se elaboro para llevar a cabo este proyecto. Se debe mencionar que la cronología sólo abarca lo relacionado al banco de pruebas, es decir, no toma en cuenta la investigación previa de bombas y cavitación, ni las pruebas que se realizaron en el banco, ni el tiempo requerido para escribir la tesis.

	Agosto			Septiembre				Octubre				Noviembre			
Actividades a realizar durante el proyecto	13	20	27	3	10	17	24	1	8	15	22	29	5	12	19
Primer etapa															
Conocimiento de la necesidad															
Análisis del problema															
Establecimiento de restricciones															
Planeación de actividades del problema															
Segunda etapa															
Investigación de antecedentes															
Diseño conceptual															
Diseño de configuración															
Tercer etapa															
Diseño de detalle															
Fabricación de un prototipo															
Evaluación															

Tabla 3.1. Cronología de actividades (Agosto – Noviembre 2001).

3.1.5. Investigación de antecedentes

Bases de datos, Patentes, Catálogos, Libros

La búsqueda de información se enfocó en primer término hacia bancos de pruebas de cavitación, aunque los bancos encontrados no tienen las características requeridas por el DTFI sirven como antecedente para el desarrollo de este proyecto. Durante la búsqueda se encontraron dos empresas que se dedican a fabricar equipo de laboratorio⁷, esto no quiere decir que sean las únicas, sin embargo son las más representativas en nuestro país. Esta información se anexa en la siguiente sección.

Al parecer el tipo de banco de pruebas que se quiere desarrollar no existe comercialmente, o al menos no con las mismas características. Por lo que se estaría partiendo prácticamente de cero.

Una fuente de información consultada es: www.thomasregister.com, a esta base de datos están afiliadas miles de compañías manufactureras, por lo que se puede encontrar información de infinidad de productos, así como tecnologías de vanguardia que pueden aplicarse a nuestro diseño.

Como algunos aparatos se extrajeron de una página de Internet, no fue posible establecer los datos del fabricante, en esos casos sólo se muestra la fotografía y descripción del aparato. Es necesario mencionar que no toda la información mostrada en la siguiente sección se encuentra en la situación anterior.

Reporte de Información recopilada

Como era de esperarse algunas empresas se negaron a compartir su información, algunas otras nos enviaron catálogos y discos compactos con información.

En el caso del equipo marca Armfield se logró observarlo en la Universidad Militar, sin embargo, no fue posible realizar pruebas en él debido a que la visita coincidió con el periodo vacacional de esta institución.

Un resumen de la información recopilada se presenta enseguida.

1. Banco de demostración de la cavitación

El Banco permite sensibilizar al estudiante sobre los fenómenos de cavitación naciente y cavitación desarrollada. Funciona en circuito cerrado mediante un módulo de alimentación. La vena transparente de ensayos está formada por un Venturi para la visualización del fenómeno. También permite mediciones de presión y de caudal.

Este aparato se asemeja mucho a lo que se requiere, sin embargo no es posible visualizar la cavitación en el rodete de la bomba. Ver figura 3.2.

2. Aparato de estudio de la cavitación giratorio

Este aparato está formado por un cilindro transparente y giratorio dentro del cual se establece un flujo de líquido alrededor de un obstáculo fijo (cilindro o diedro). A través

⁷ Dos de las principales empresas son: Armfield Ltd. y Plint, empresas inglesas con las cuales la UNAM ha tenido convenios de compra de equipo para laboratorio.

del cilindro es posible la observación de la cavitación: el líquido entra por las paredes de la caja en rotación y es proyectado por la fuerza centrífuga hacia el exterior. Una bomba de vacío permite variar la presión del flujo, la velocidad de rotación y la altura del agua del interior del cilindro; estos tres parámetros también se estudian con el aparato. Ver figura 3.3.

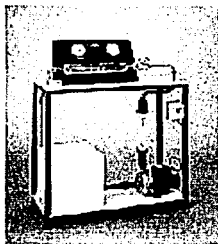


Fig. 3.2. Banco de demostración de la cavitación.

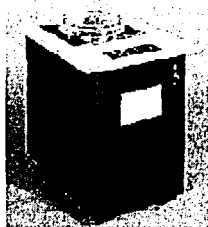


Fig. 3.3. Aparato de estudio de la cavitación, giratorio.

3. Banco de demostración de la cavitación

El siguiente dispositivo de práctica permite la demostración de la cavitación de la bomba, así como la variación de la presión estática y la configuración del flujo.

Como se mencionó al variar la configuración de la tubería, nos permite variar la carga o la presión de succión, incluso el NPSH.

Este aparato es útil para los cursos de fluidos en todos los niveles o para cursos introductorios de mantenimiento de bombas ya que se relaciona con múltiples sistemas y procesos, hará del entrenamiento en el flujo de fluido y operación de la bomba, un curso más eficaz y representativo (Figura 3.4).

Características:

- Placa de acero de base del canal.
- Estante de acero tubular.
- Tanque del polietileno con la placa de base y las guarniciones de pared hermética entrada / salida.
- Bomba centrífuga con impulsor abierto, placa de base y controles eléctricos.
- Reemplazo, cubierta del impulsor transparente de acrílico.
- Reemplazo, impulsores de poliuretano.

- Sistema de tubería modular, claro del PVC, carretes permutables del tubo, teniendo en cuenta el ajuste conveniente de las elevaciones de la bomba y del tanque.
- Disposición para los elementos de la bomba y del tanque en cuatro elevaciones.
- Componentes de tubería en línea incluyendo drenajes, (2) válvulas de bola, (2) válvulas check, un contador de flujo en línea de área variable, (2) manómetros de presión y uniones múltiples.
- Disposición para los manómetros de presión de montaje en la tubería de succión y la de descarga de la bomba.
- Tamaño total de 14 pulgadas ancho x 48 pulgadas largo x 52 pulgadas alto (150 libras de peso).

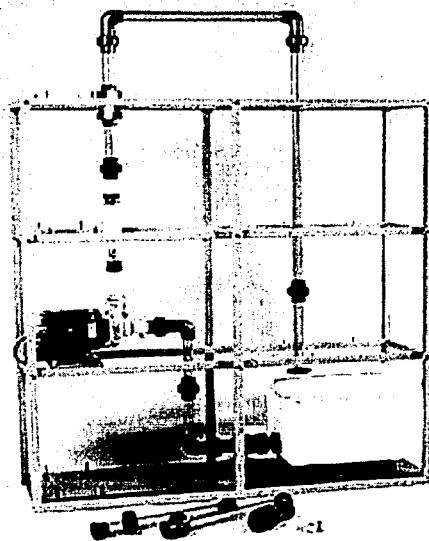


Fig. 3.4. Banco de demostración de la cavitación.

Este último banco es el más parecido al modelo requerido, desafortunadamente la información se obtuvo de una página de Internet y no se menciona al fabricante. Ni se exponen datos claros de su origen.

4. *Túnel de alta velocidad de la cavitación*

Descripción del recurso: recirculación horizontal, cerrado.

Tipo de sistema del mecanismo impulsor: bomba centrífuga con el acoplador electromagnético.

Potencia Total del Motor: 0.68 kW, 2700 RPM.

Dimensiones de la sección de máx. trabajo y velocidad:

sección no.1	circular	Diámetro de 30 milímetros.	80 m/s
sección no.2	rectangular	120 milímetros x 25 milímetros	35 m/s
sección no.3	cuadrado	80 milímetros x 80 milímetros	20 m/s
sección no.4	rectangular	100 milímetros x 15 milímetros	50 m/s

Presiones máximas y mínimas: 3.5 MPa, 10 kPa
Rango del índice de Cavitación: $\sigma = 0.4$ a 5.0

Instrumentación: medidor de velocidad del láser Doppler, varios sensores de presión.
Rango de tamaño del modelo:

cuerpo asimétrico, diámetro 10 milímetros a 30 milímetros,
hoja, acorde 30 milímetros a 60 milímetros

Pruebas realizadas:

- (1) prueba de cavitación del cuerpo asimétrico
- (2) prueba de cavitación de la hoja

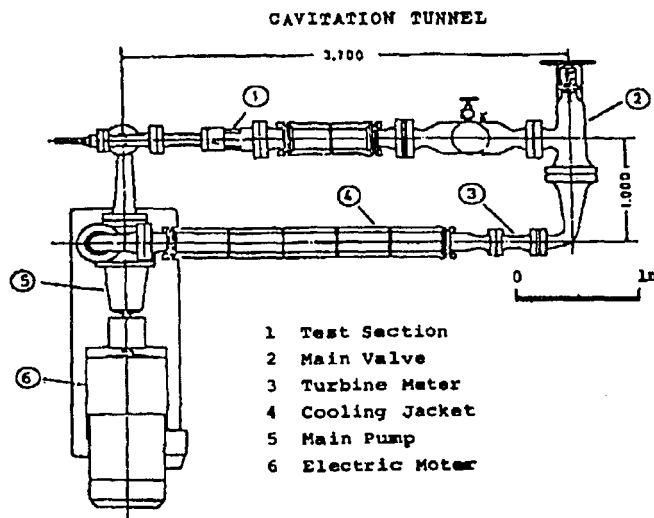


Figura 3.5. Túnel de cavitación.

5. Aparato de cavitación

Por último, se tiene el aparato fabricado por la empresa Armfield, situada en Inglaterra. La figura 3.6 sólo muestra el Venturi en donde se genera la cavitación, éste

aparato consta de dos manómetros en donde se registra la variación de presiones a la entrada y salida del Venturi, la variación de presión al igual que la cavitación se presenta al comenzar a estrangular el flujo con la válvula de aguja que se observa en la misma figura. Como aditamento extra se necesita un depósito estándar de la misma marca, el cual consiste de un almacén de agua, una bomba y mangueras para interconectar los diferentes equipos.

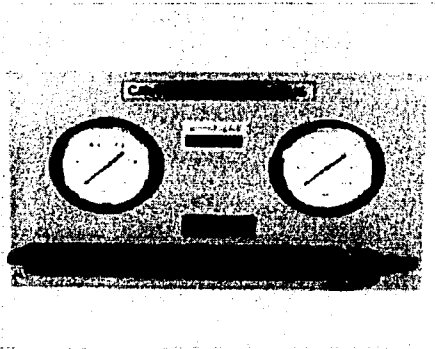


Fig. 3.6. Aparato de cavitación.

Los cinco aparatos anteriores son los resultados de la investigación de antecedentes en lo que se refiere a bancos de cavitación. Como podemos observar los diseños varían de acuerdo a los parámetros que se quieren estudiar y al fabricante; se encontró que no hay variedad de aparatos y los que se enlistaron anteriormente son los más representativos y que podrían ser parecidos al banco requerido. No obstante, como ya se mencionó, no se tienen datos a detalle de todos.

3.1.6 Diseño conceptual

Generalidades

El siguiente paso fue definir un diseño conceptual, basándonos en el procedimiento de "lluvia de ideas"⁸. Simultáneamente se tomaron en cuenta opiniones de alumnos y profesores que conocen del tema. Y finalmente, se definieron los sistemas adecuados que serán parte integral del proyecto. Es necesario mencionar que este es uno de los puntos más importantes del proyecto ya que de aquí se generará la mayoría de la información que se utilizará para desarrollar el prototipo.

⁸ El procedimiento consiste en exponer ante un grupo de gente con conocimientos sobre el tema lo que se quiere desarrollar, al terminar la exposición cada uno de los oyentes propone los sistemas que piensa pueden integrar el producto final.


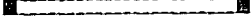


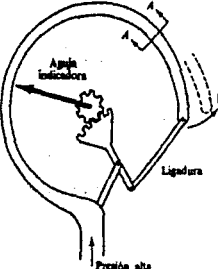
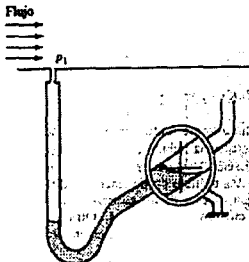
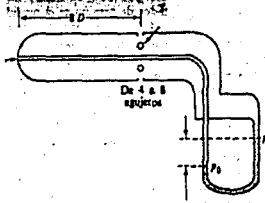
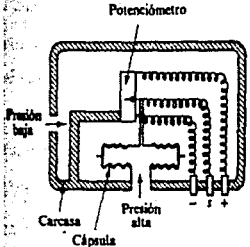
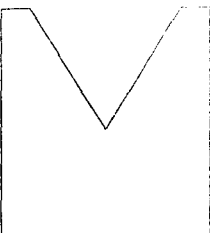
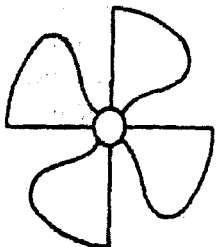
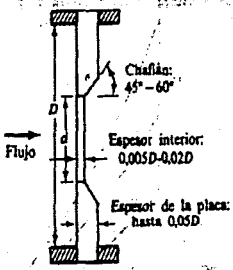
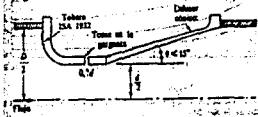
Matriz de sistemas.

De acuerdo con lo anterior se tiene como resultado la siguiente tabla (3.2 y 3.3):

SISTEMA	FUNCIONES	ENTRADA	SALIDA	METODO	ALTERNATIVAS
Tubería de succión y descarga	Conducción del fluido	Flujo de agua	Agua direccionada	Acoplar tubos de acuerdo a la dirección requerida	Tubería de cobre, galvanizado, vidrio, PVC
Sistema de medición de presiones	Cuantificar la presión	Señal eléctrica, presión, deflexión	Valor de la presión	Cuantificar usando la tecnología adecuada	Manómetro, tubo de Pitot, potenciómetro
Sistema de medición de flujo	Cuantificar el flujo másico	Flujo de agua	Valor del flujo másico	Cuantificar usando los principios de la mecánica de fluidos	Vertedero, medidor de turbina, placa orificio, venturi
Sistema motriz	Dar movimiento al sistema para realizar la prueba	Energía o combustible	Movimiento rotacional		Motor eléctrico, motor de combustión interna, motor diesel, motor de vapor
Sistema de control de flujo	Manipular el flujo másico	Flujo de agua	Flujo controlado	Mediante la obstrucción de la tubería	Válvulas metálicas tradicionales o de pvc
Sistema de control de velocidad	Controlar la velocidad del motor	Potencia, flujo de vapor, gasolina, diesel o frecuencia	R.P.M.'s controladas		Variador de frecuencia, acelerador, estrang. de vapor
Sistema de soporte	Fijar todos los sistemas a una estructura con ciertas características o restricciones.	Componentes o partes separadas.	Maquina de prueba ensamblada.		

Tabla 3.2. Sistemas propuestos.

Matriz de sistemas (continuación)

Sistema de tubería de succión y descarga.	Tubería de cobre 	Tubería de tubo galvanizado 	Tubería transparente (Vidrio) 	Tubería transparente (P.V.C.) 
Sistema de medición de presiones.	Manómetro (Transductor, tubo de bourdon) 	Tubo inclinado con lupa 	Tubo de Pitot 	Transductor de presión (potenciómetro) 
Sistema de medición de flujo.	Vertedero 	Medidor de turbina 	Orificio en placa delgada 	Venturi 
Sistema Motriz	Motor Eléctrico	Motor de Vapor	Motor Diesel	Motor a Gasolina
Sistema de control de	Válvulas metálicas	Válvulas de P.V.C.		

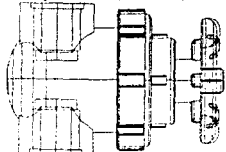


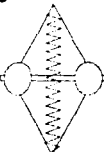
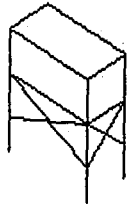
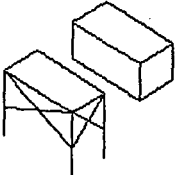
flujo.	(compuerta, bola, etc.) 	(compuerta, bola, etc.) 		
Sistema de control de velocidad ⁹ .	Variador de frecuencia o de amperaje 	Control por variación de admisión y por estrangulación 	Acelerador	Acelerador
Sistema de soporte (Estructura).	Una sola estructura. 	Portátil (Dos o más ensambles) 		

Tabla 3.3. Matriz de sistemas

En la tabla anterior quedan definidos los sistemas que integrarán el banco de pruebas de cavitación. El paso siguiente es evaluar cual es la mejor opción para cada sistema, por lo que en la siguiente tabla se hacen las consideraciones adecuadas para la evaluación y se obtiene la mejor opción para este caso específico.

⁹ Este sistema depende del sistema matriz escogido, podría decirse que es una "sub - matriz" de sistemas dentro de la principal.

3.1.7 Diseño de configuración

Esta parte del proceso se encuentra plasmada en las matrices de decisión que se muestran a continuación (páginas siguientes, tabla 3.4), y como se puede observar la configuración óptima con los criterios de diseño planteados es la siguiente:

- El sistema de tubería será de PVC transparente.
- El sistema de medición de presiones se realizará con manómetros, los cuales funcionan con el principio de operación del tubo de Bourdon.
- El sistema de medición de flujo se medirá con un medidor de turbina.
- El sistema motor mediante un motor eléctrico.
- El sistema de control de flujo con válvulas de PVC.
- El sistema de control de velocidad será con un variador de frecuencia.
- Y finalmente el sistema de soporte será de una sola pieza, con llantas en la base para ayudar a su transportación.

En esta etapa se construyó un prototipo funcional previo a establecer la forma definitiva de las piezas que se utilizarán en el banco de pruebas, el cual se hizo con el método mencionado antes como "lluvia de ideas" y utilizando otro método conocido como "prueba y error"¹⁰. Esta parte es muy importante ya que al elaborar este prototipo logramos darnos cuenta que tan complejas son las piezas que tendremos que utilizar y también si es posible fabricarlas, pensando en la dificultad para manipular o maquinar ciertos materiales.

Los materiales que se utilizaron fueron cartón, madera, pegamento y algunos otros materiales de desperdicio, pero aun con esto se logro tener un panorama más amplio acerca de las dificultades que tendremos durante la fabricación de las piezas finales.

3.1.8 Diseño de detalle

En esta etapa como ya se tienen definidos los sistemas a utilizar, sigue plasmar los diseños en planos de acuerdo a nuestros requerimientos y restricciones, así como apegándonos a estándares y normas.

Los planos de fabricación y la memoria de cálculo se anexan en las páginas siguientes.

¹⁰ Este método es muy practicado en la industria informal o en los pequeños talleres, consiste en fabricar piezas que se requieren al momento, iniciando con un producto de muy mala calidad o burdo, posteriormente se prueba su funcionamiento, si no funciona se le hace algún cambio a su forma inicial tratando de satisfacer la necesidad y se vuelve a probar, se sigue este proceso hasta que la pieza es funcional, sin embargo se entiende que no se obtiene el diseño óptimo.

Diseño de Configuración (Tabla 3.4)

Matrices de decisión

Sistema de tubería de succión y descarga.

	Velocidad de prueba (20)	Costo (20)	Nivel de maltrato (20)	Dimensiones (10)	Seguridad (5)	Mantenimiento (10)	Limpieza (5)	Facilidad de transporte (10)	Porcentaje de cumplimiento
1 Cobre	95	80	95	90	95	95	80	95	90.75
2 Galvanizado	95	70	80	90	95	90	80	95	85.25
3 Vidrio	95	65	75	90	70	75	100	75	79.5
4 P.V.C.	95	90	100	90	100	100	100	100	96

- 100% Cumple con todos los objetivos.
- 80%
- 60%
- 50% Cumple parcialmente los objetivos.
- 25%
- 10%
- 0% No cumple ningun objetivo.

* Los numeros que se encuentran en parentesis representan el valor que se tomara en cuenta para cada criterio de diseño, ese valor se multiplicara por el porcentaje estimado para cada alternativa, finalmente se sumaran los valores de todos los criterios de diseño, para obtener el porcentaje de cumplimiento y comparar las diferentes alternativas, logicamente la de mayor puntuación es la alternativa que debe elejirse para usarla en el banco de pruebas.

** Los datos anteriores aplican para las 5 matrices de decisión.

Sistema de medición de presiones.

	Velocidad de prueba (20) *	Costo (20)	Nivel de maltrato (20)	Dimensiones (10)	Seguridad (5)	Mantenimiento (10)	Limpieza (5)	Facilidad de transporte (10)	Porcentaje de cumplimiento
1 Manómetro Tubo	100	90	95	100	100	90	90	100	95.5
2 inclinado con Tubo de	70	95	75	75	80	100	95	85	82.75
3 Pitot	80	95	80	75	85	100	85	85	85.5
4 Transductor (potenciomet	100	80	90	95	100	85	95	95	91.25
5 Transductor (piezoelectrí	100	85	90	95	100	85	95	100	92.75

Sistema de medición de flujo.

	Velocidad de prueba (20) *	Costo (20)	Nivel de maltrato (20)	Dimensiones (10)	Seguridad (5)	Mantenimiento (10)	Limpieza (5)	Facilidad de transporte (10)	Porcentaje de cumplimiento	
1	Vertedero	75	95	95	80	95	100	100	65	87.25
2	Medidor de turbina	100	80	95	95	100	95	100	100	94
3	Oficio en placa delgada	75	80	80	80	90	60	90	90	79
4	Venturi	80	80	80	80	90	65	90	95	81

Sistema Motriz

	Velocidad de prueba (20) *	Costo (20)	Nivel de maltrato (20)	Dimensiones (10)	Seguridad (5)	Mantenimiento (10)	Limpieza (5)	Facilidad de transporte (10)	Porcentaje de cumplimiento	
1	Motor eléctrico	95	95	95	100	100	100	100	100	97
2	Motor de vapor	85	55	95	55	85	65	65	60	72.5
3	Motor Diesel	90	65	90	65	85	60	65	70	76
4	Motor a gasolina	95	70	90	65	85	65	65	75	79

Sistema de control de flujo.

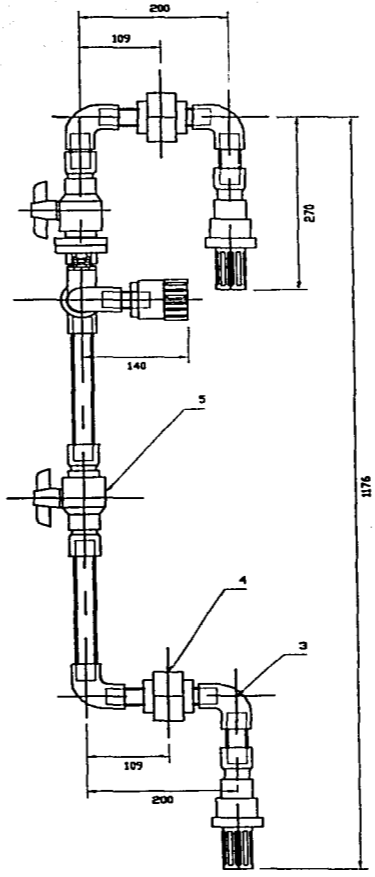
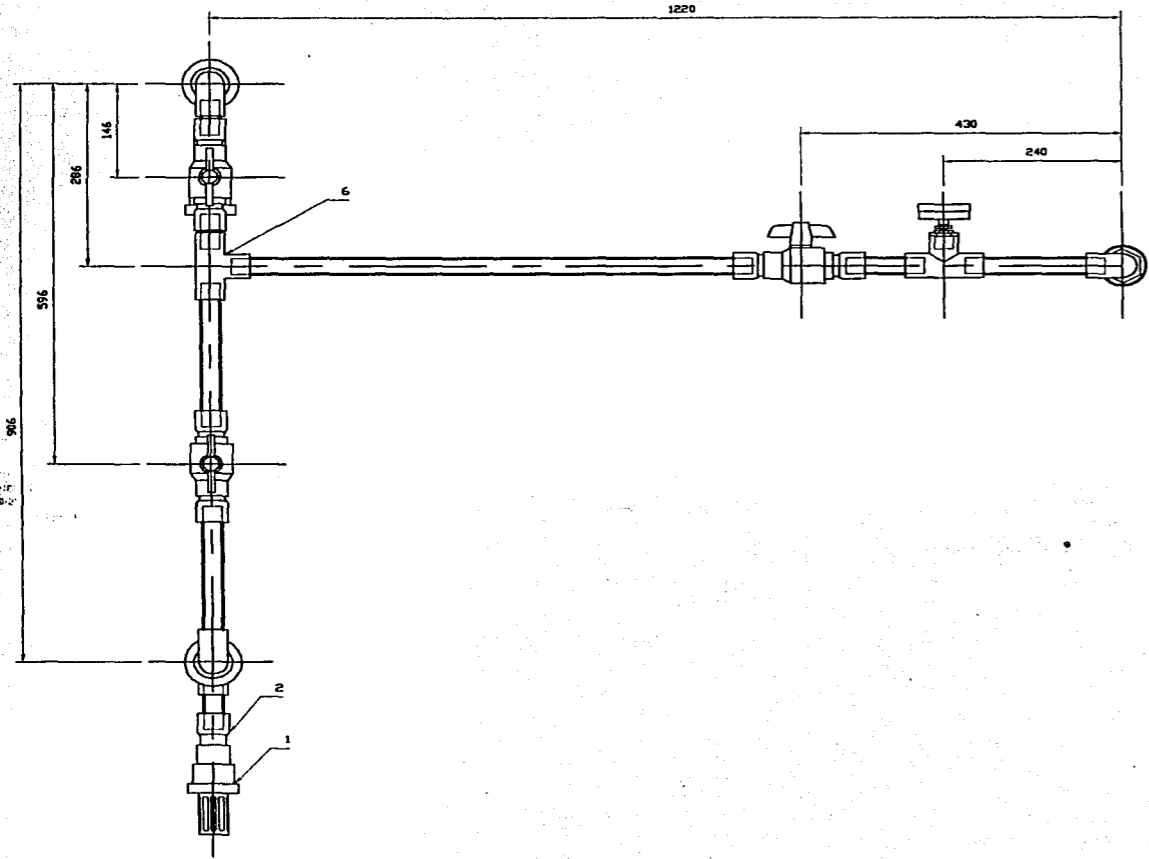
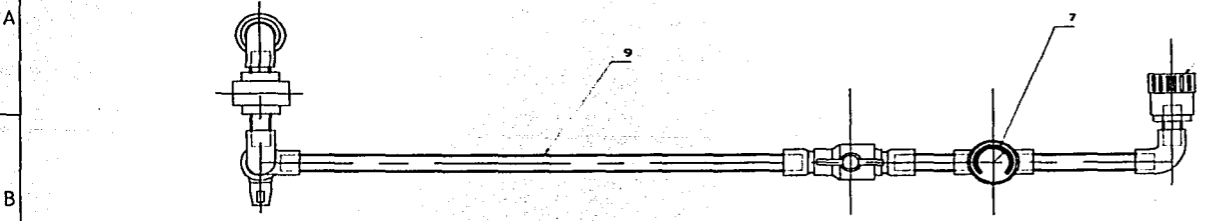
	Velocidad de prueba (20) *	Costo (20)	Nivel de maltrato (20)	Dimensiones (10)	Seguridad (5)	Mantenimiento (10)	Limpieza (5)	Facilidad de transporte (10)	Porcentaje de cumplimiento	
1	Válvulas metálicas	100	75	90	100	100	100	85	100	92.25
2	Válvulas de P.V.C.	100	90	90	100	100	100	100	100	96

Sistema de control de velocidad.

	Velocidad de prueba (20) *	Costo (20)	Nivel de maltrato (20)	Dimensiones (10)	Seguridad (5)	Mantenimiento (10)	Limpieza (5)	Facilidad de transporte (10)	Porcentaje de cumplimiento	
1	Variador de frecuencia	95	75	80	100	90	80	90	100	87
2	Variador de amperaje	90	95	80	85	80	75	80	90	86

Sistema de soporte.

	Velocidad de prueba (20) *	Costo (20)	Nivel de maltrato (20)	Dimensiones (10)	Seguridad (5)	Mantenimiento (10)	Limpieza (5)	Facilidad de transporte (10)	Porcentaje de cumplimiento	
1	Una sola estructura	100	95	95	80	100	100	90	90	94.5
2	Portátil	80	80	95	100	100	100	100	100	91

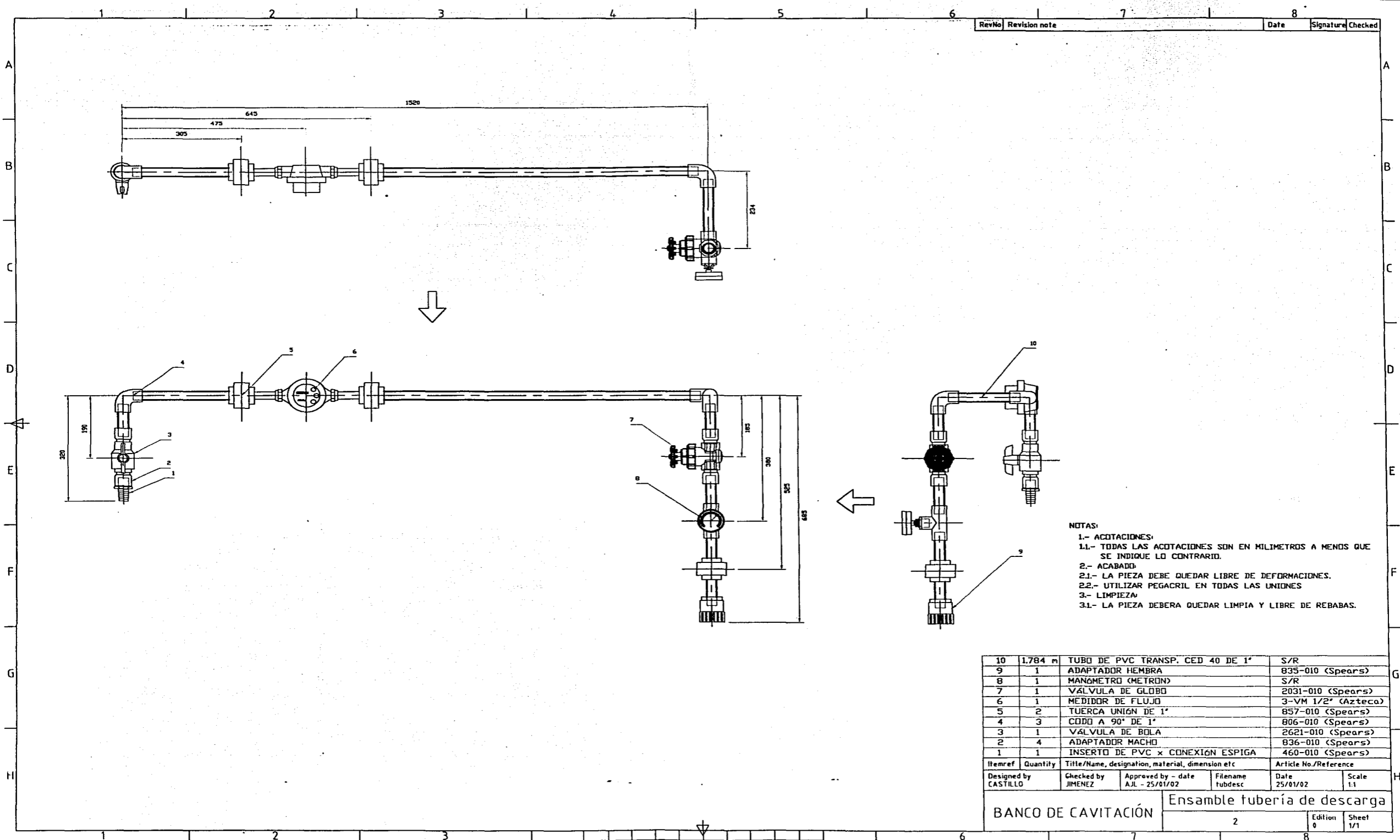


NOTAS:

- 1.- ACOTACIONES:
- 1.1.- TODAS LAS ACOTACIONES SON EN MILIMETROS A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO.
- 2.- ACABADO:
- 2.1.- LA PIEZA DEBE QUEDAR LIBRE DE DEFORMACIONES.
- 2.2.- UTILIZAR PEGACRIL EN TODAS LAS UNIONES
- 3.- LIMPIEZA:
- 3.1.- LA PIEZA DEBERA QUEDAR LIMPIA Y LIBRE DE REBABAS.

9	1.986 m	TUBO DE PVC TRANSP. CED. 40 DE 1"	80003 (Spears)
8	1	ADAPTADOR HEMBRA	835-010 (Spears)
7	1	VACUOMETRO	S/R
6	2	TEE DE 1"	801-010 (Spears)
5	3	VÁLVULA DE BOLA	2621-010 (Spears)
4	2	TUERCA UNIÓN DE 1"	857-010 (Spears)
3	5	CODO A 90° DE 1"	806-010 (Spears)
2	8	ADAPTADOR MACHO 1"	836-010 (Spears)
1	2	PICHANCHA	S/R

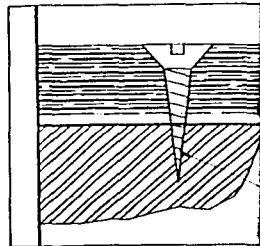
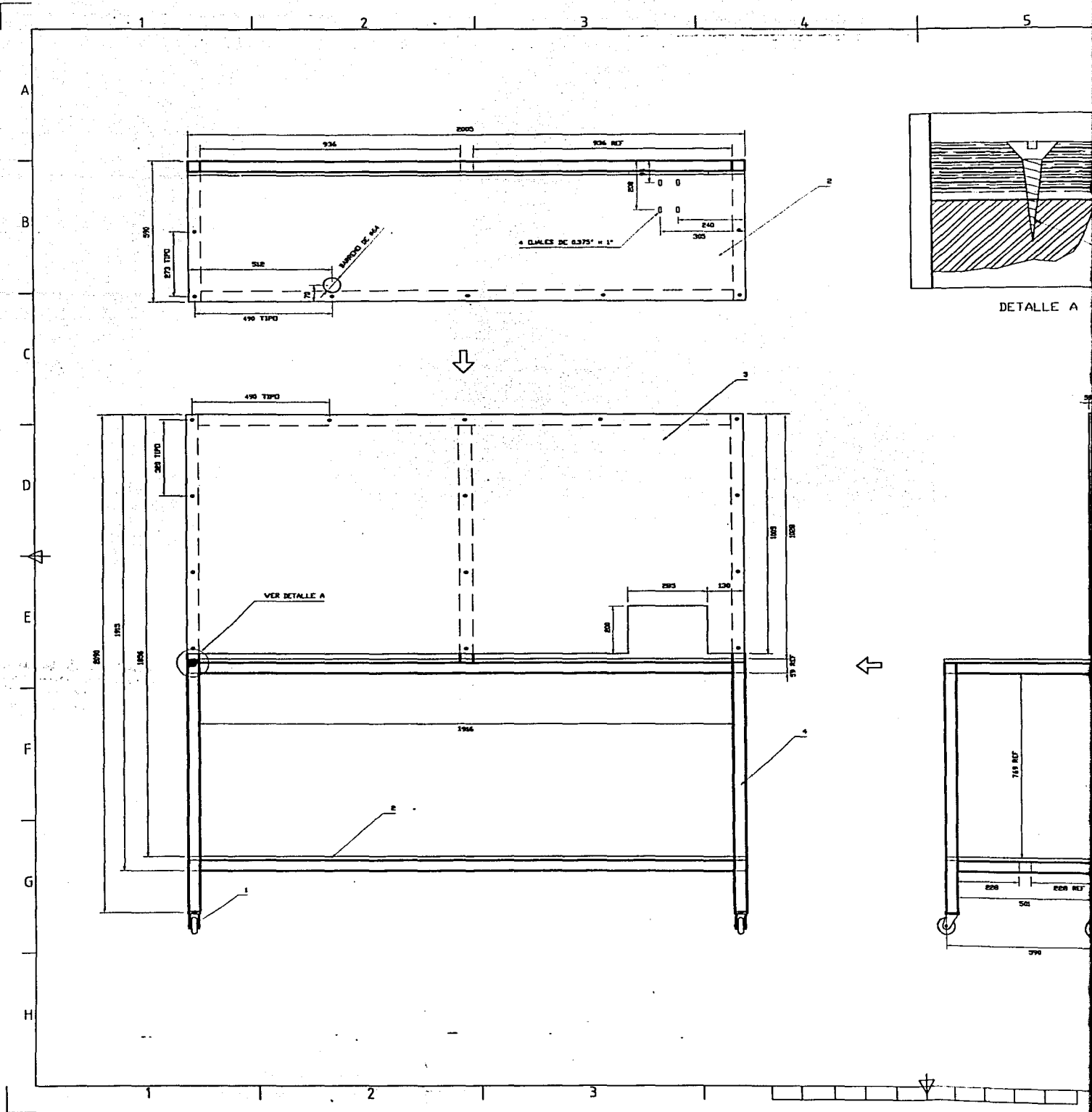
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc	Article No./Reference
Designed by JIMENEZ	Checked by JIMENEZ	Approved by - date A.J.L. - 25/01/02	Filename tubsucc
		Date 25/01/02	Scale 1:1
BANCO DE CAVITACIÓN			Ensamble tubería de succión
			Edition 0
			Sheet 1/1



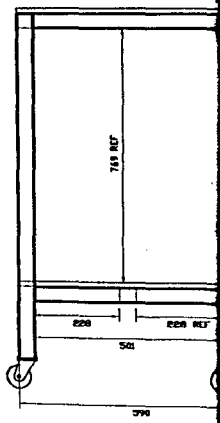
NOTAS:
 1.- ACOTACIONES:
 1.1.- TODAS LAS ACOTACIONES SON EN MILIMETROS A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO.
 2.- ACABADO:
 2.1.- LA PIEZA DEBE QUEDAR LIBRE DE DEFORMACIONES.
 2.2.- UTILIZAR PEGACRIL EN TODAS LAS UNIONES
 3.- LIMPIEZA:
 3.1.- LA PIEZA DEBERA QUEDAR LIMPIA Y LIBRE DE REBABAS.

10	1,784 m	TUBO DE PVC TRANSP. CED 40 DE 1"	S/R
9	1	ADAPTADOR HEMBRA	835-010 (Spears)
8	1	MANÓMETRO (METRÓN)	S/R
7	1	VÁLVULA DE GLOBO	2031-010 (Spears)
6	1	MEDIDOR DE FLUJO	3-VM 1/2" (Azteca)
5	2	TUERCA UNIÓN DE 1"	857-010 (Spears)
4	3	CODO A 90° DE 1"	806-010 (Spears)
3	1	VÁLVULA DE BOLA	2621-010 (Spears)
2	4	ADAPTADOR MACHO	836-010 (Spears)
1	1	INSERTO DE PVC x CONEXIÓN ESPIGA	460-010 (Spears)
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc	Article No./Reference
Designed by CASTILLO	Checked by JIMENEZ	Approved by - date AJL - 25/01/02	Filename tubdesc
		Date 25/01/02	Scale 1:1
BANCO DE CAVITACIÓN			Ensamble tubería de descarga
			Edition 0
			Sheet 1/1

84

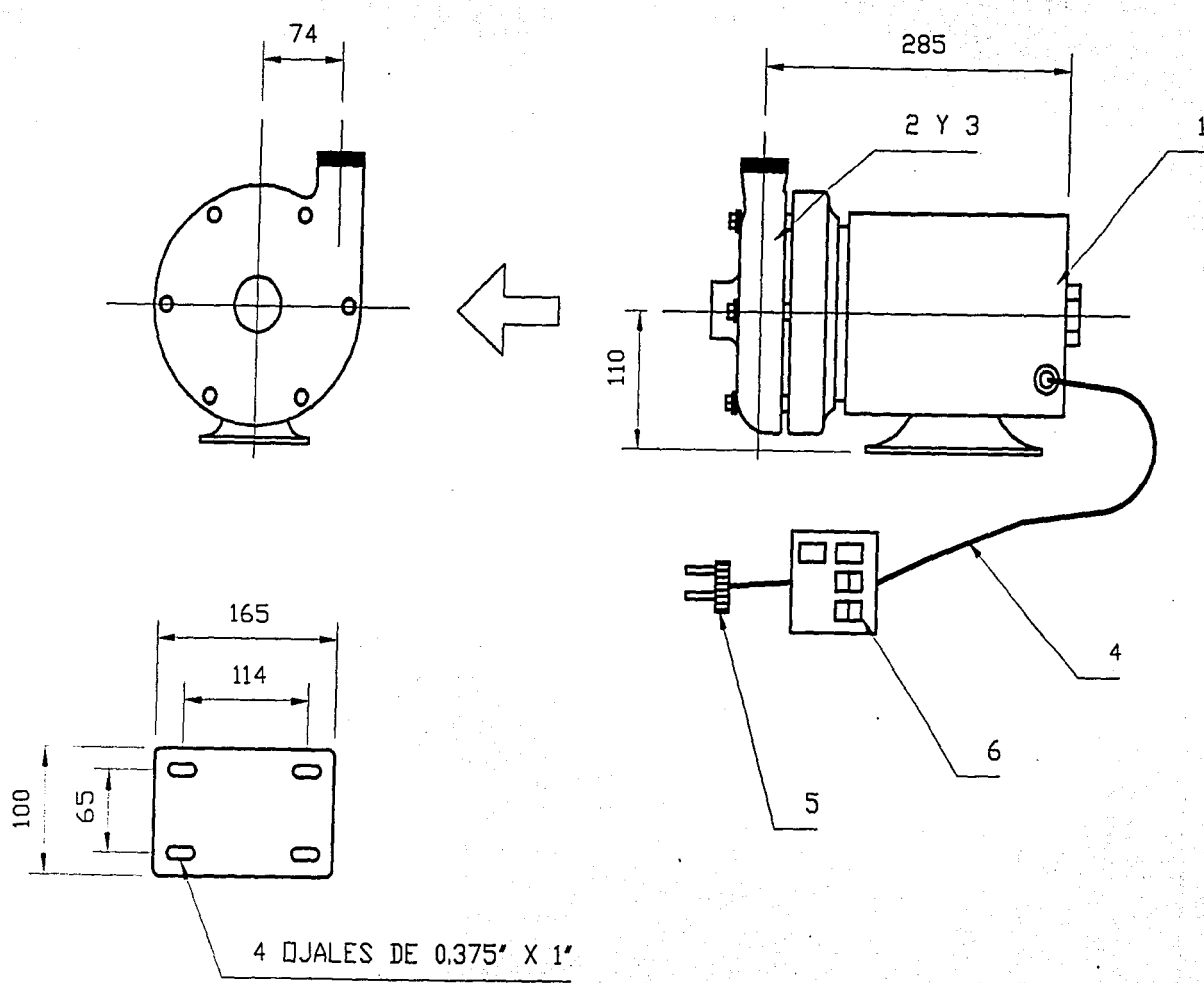


DETALLE A



590

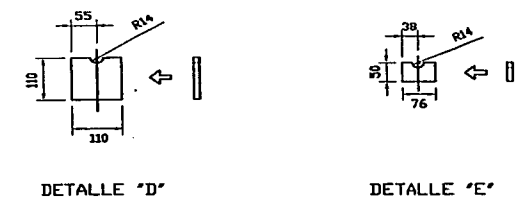
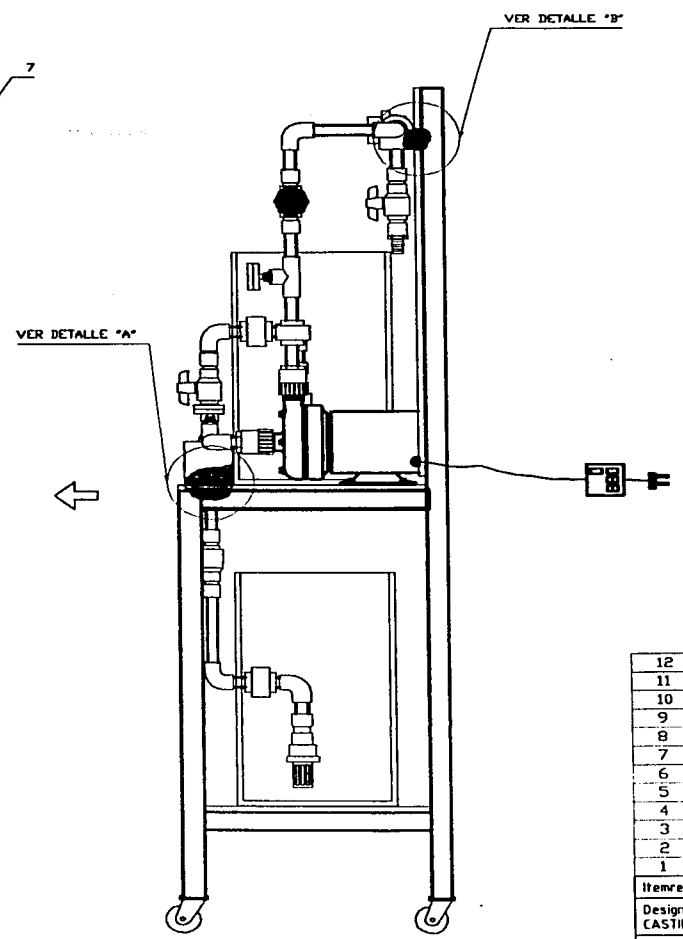
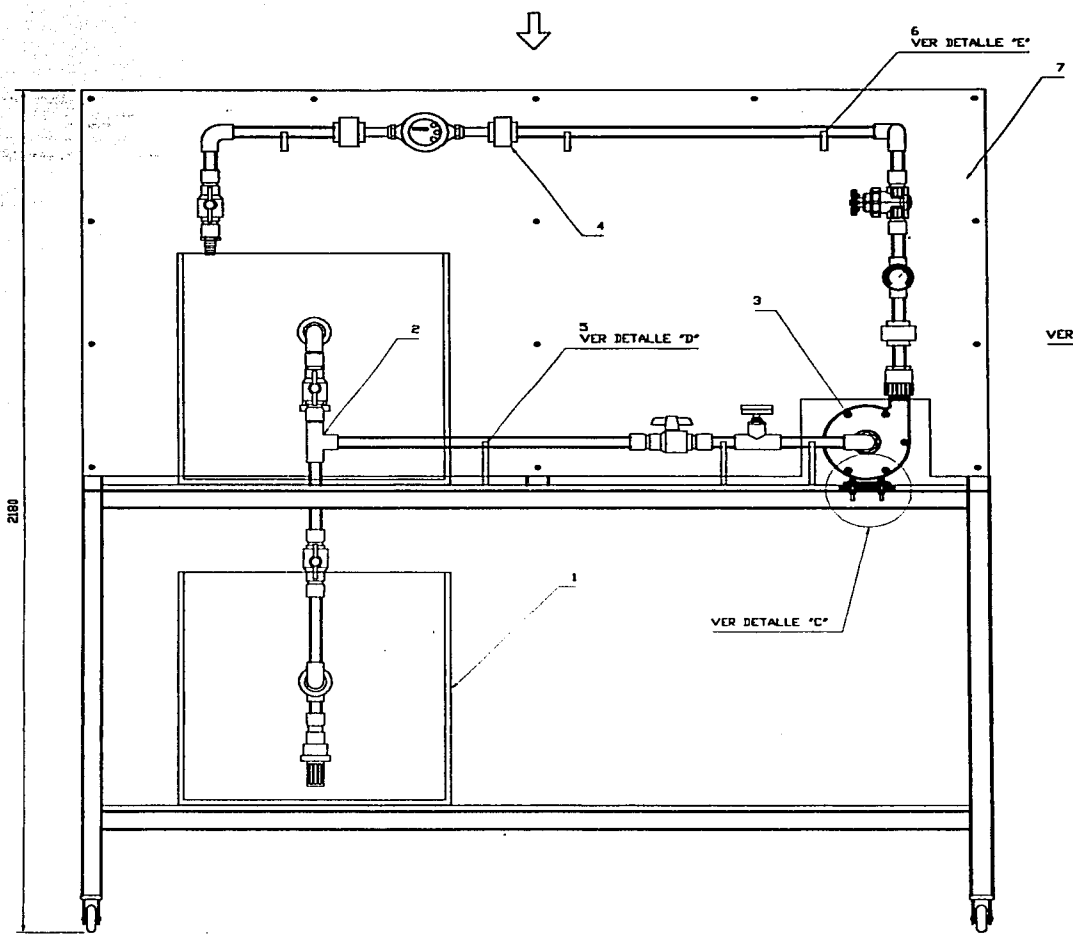
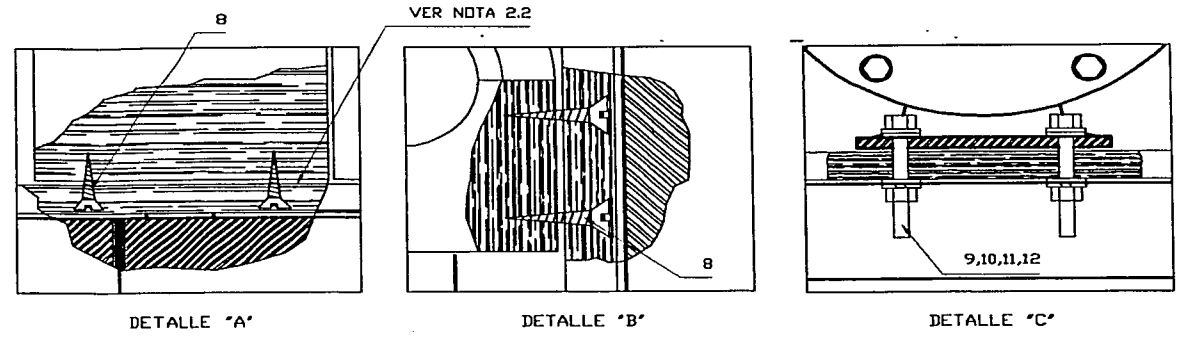
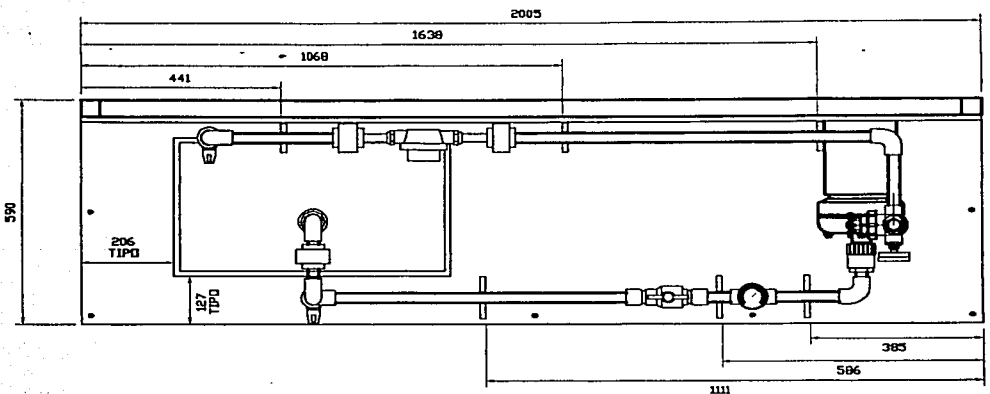
1	2	3	4
RevNo	Revision note	Date	Signature
			Checked



BARRENDOS DE FIJACIÓN

- NOTAS:
- 1.- ACOTACIONES:
 - 1.1.- TODAS LAS ACOTACIONES SON EN MILIMETROS A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO.
 - 2.- ACABADO:
 - 2.1.- LA PIEZA DEBE QUEDAR LIBRE DE DEFORMACIONES.
 - 3.- LIMPIEZA:
 - 3.1.- LA PIEZA DEBERA QUEDAR LIMPIA Y LIBRE DE REBABAS.

6	1	VARIADOR DE FRECUENCIA YASKAWA	CIMR-J7AUB0P7
5	1	CLAVIJA TRIFÁSICA	S/R
4	20 m	CORDÓN USO RUDD ANCE	NOM-340
3	1	RODETE ESTÁNDAR	S/R
2	1	CARCAZA TRANSPARENTE (PROTOTIPO)	S/R
1	1	MOTOR SIEMENS	IRF3
Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc	Article No./Reference
Designed by CASTILLO	Checked by JIMENEZ	Approved by - date AJL - 28/01/02	Filename Bomba
			Date 28/01/02
			Scale 1:1
BANCO DE CAVITACIÓN		ENSAMBLE BOMBA	
		4	Edition 0
			Sheet 1/1



- NOTAS:**
- 1.- ACOTACIONES:
 - 1.1.- TODAS LAS ACOTACIONES SON EN MILIMETROS A MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO.
 - 2.- CONSTRUCCIÓN:
 - 2.1.- ENSAMBLAR LA BOMBA DE LA FORMA INDICADA EN EL DETALLE C.
 - 2.2.- APLICAR PEGAMENTO BLANCO Y COLOCAR TORNILLO EN LA UNIÓN.
 - 3.- ACABADO:
 - 3.1.- LACA BLANCA EN TODAS LAS HOJAS DE TRIPLAY
 - 3.2.- LA ESTRUCTURA QUEDARA EN ALUMINIO AL NATURAL.
 - 4.- LIMPIEZA:
 - 4.1.- LA PIEZA DEBERA QUEDAR LIMPIA Y LIBRE DE REBABAS.

Itemref	Quantity	Title/Name, designation, material, dimension etc	Article No./Reference
12	4	RONDANA DE PRESION ACERO INOX.	S/R
11	4	TUERCA ACERO INOX. UNC 0.25"	S/R
10	12	RONDANA ACERO INOXIDABLE	S/R
9	4	TORNILLO AC. INOX. UNC 0.25" x 2"	S/R
8	12	TORNILLO PARA MADERA 0.25" x 1.25"	S/R
7	1	ENSAMBLE ESTRUCTURA	3
6	3	SOPORTE TUBERIA DESCARGA	VER DETALLE 'E'
5	3	SOPORTE TUBERIA SUCCION	VER DETALLE 'D'
4	1	ENSAMBLE TUBERIA DE DESCARGA	2
3	1	ENSAMBLE BOMBA	4
2	1	ENSAMBLE TUBERIA DE SUCCION	1
1	2	DEPOSITO DE AGUA 60 x 60 x 35 [cm]	S/R

Designed by	Checked by	Approved by - date	Filename	Date	Scale
CASTILLO	JIMENEZ	A.J. - 25/01/02	Banco	25/01/02	1:1

BANCO DE CAVITACIÓN		Ensamble general	
		5	Edition 0 Sheet 1/1

3.3 Cálculo Hidráulico

Un fenómeno que puede ocurrir en cualquier máquina motora o generadora, que maneja un líquido es cavitación, la formación de regiones llenas de gas o vapor dentro de la máquina. Una causa de cavitación es la liberación de aire u otro gas de solución cuando la presión estática se reduce. Otra causa de mayor importancia es el cambio espontáneo de líquido en vapor, es decir, ebullición. Es a la última causa de cavitación a la que dirigiré la atención.

Cuando se disminuye la presión sobre un líquido manteniendo constante su temperatura, siempre se llega a una presión a la cual el líquido empieza a hervir. Para líquidos químicamente simples, que contienen un solo tipo de molécula, como agua, cuando se fija la temperatura hay una presión única de equilibrio entre vapor y líquido. Cuando se disminuye la presión a este nivel (*presión de vapor*), se produce la ebullición. Con una mayor reducción de presión el líquido y vapor no pueden coexistir en equilibrio y todo el líquido cambiaría a vapor si hay suficiente tiempo y se mantiene la temperatura. Para los líquidos que son mezclas de varios compuestos como los combustibles gasolina y Diesel para cualquier temperatura fija hay una gama de presiones en que el líquido y el vapor pueden coexistir en equilibrio. Cuando se disminuye la presión sobre aquellos líquidos se puede determinar la presión a que se forma la primera burbuja de vapor. Con una reducción adicional de presión, el vapor y líquido pueden seguir coexistiendo en equilibrio. El análisis de cavitación en los líquidos complejos es más complicado. Los datos presentados aquí son aplicables principalmente a los líquidos simples.

Se puede provocar la cavitación en bombas reduciendo la presión estática en la succión de la bomba, mientras que la velocidad angular del rodete y el gasto permanecen constantes. Las burbujas de vapor se forman primero en el lugar dentro de la bomba donde la presión estática es mínima. En la figura 3.7 se señala la posición probable de este punto (m) en el lado de succión de los alabes en la entrada del rodete.

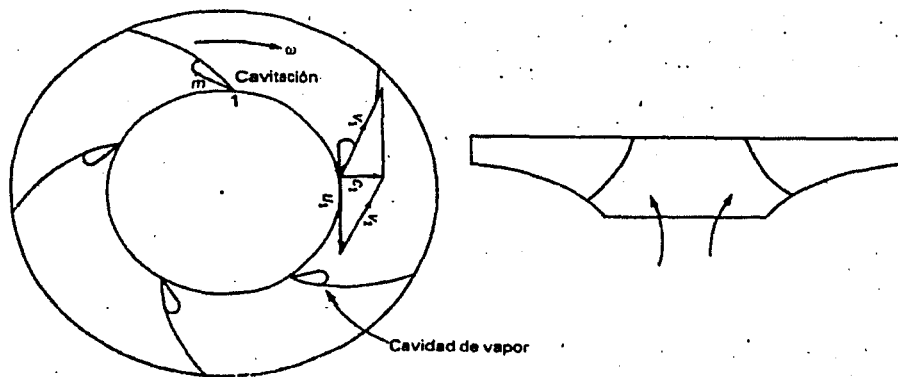


Fig. 3.7 Punto donde se inicia cavitación.

La formación de la cavidad de vapor tiene varias consecuencias importantes. Las burbujas se desprenden de las superficies donde se forman para avanzar hacia las regiones de mayor presión, donde desaparecen repentinamente, produciendo ondas de choque en el líquido, que originan esfuerzos cíclicos en el material del rodete. Así se producen áreas de erosión por fatiga. También las burbujas bloquean secciones de la entrada del rodete limitando el gasto. La turbulencia que resulta de la cavitación reduce la eficiencia de transmisión de energía útil al fluido y limita la elevación de presión. Por último, la bomba emite un ruido que típicamente suena como si chocaran granos de arena con el rodete y envolvente. La figura 3.8 compara las características de una bomba libre de cavitación con las características de la misma bomba a la misma velocidad angular con cavitación. La característica con cavitación es para cierta presión estática constante en la succión. Para otra presión estática en la succión, la curva característica sería diferente.

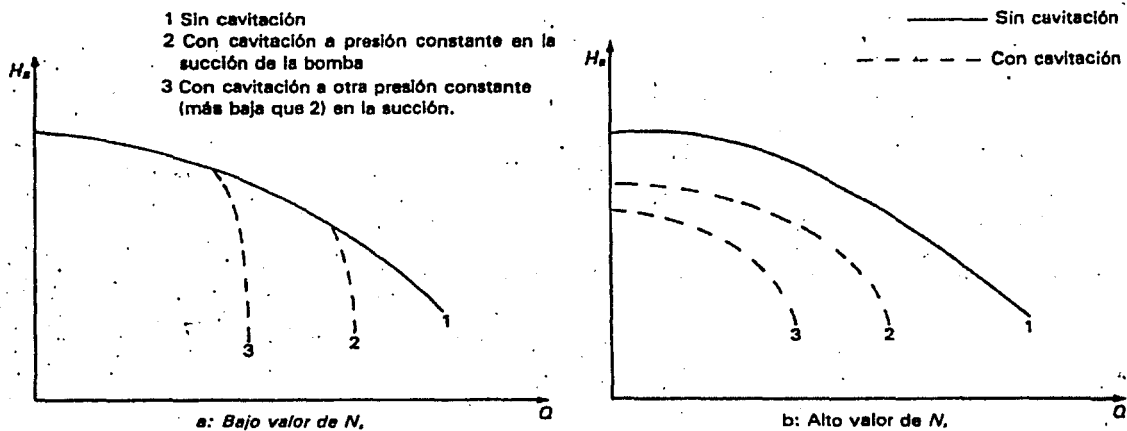


Fig. 3.8 Influencia de la cavitación sobre la curva característica en una bomba hidráulica.

Para caracterizar la propensión de una bomba de cavitarse se ha definido la carga neta positiva de succión (NPSH, net positive suction head):

$$NPSH = \frac{P_1 - P_v}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} \quad \dots 3.2$$

donde P_v es la presión de vapor del líquido a la temperatura regente. Hay cierto valor mínimo de NPSH, que produce cavitación para cualquier condición de operación de la bomba (velocidad angular y gasto). Se encuentra esta NPSH, que se llama NPSH crítica o NPSH_c por experiencia. En un problema ilustrativo se demuestra que NPSH_c depende sólo de la geometría de la succión y las velocidades que existen allí.

Planteando la ecuación de Bernoulli entre la superficie del líquido en el depósito y el punto 1 se deduce una expresión más conveniente para NPSH. (Ver figura 3.9) La ecuación es:

$$\frac{P_0}{\rho g} + z_0 = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{c_1^2}{2g} + z_1 + H_L$$

en que H_L incluye todas las pérdidas en la succión y en la embocadura de la bomba. Eliminando $P_1/(\rho g) + c_1^2/(2g)$ de la definición de NPSH se obtiene:

$$NPSH = \frac{P_0 - P_v}{\rho g} + z_0 - z_1 - H_L \quad \dots 3.3$$

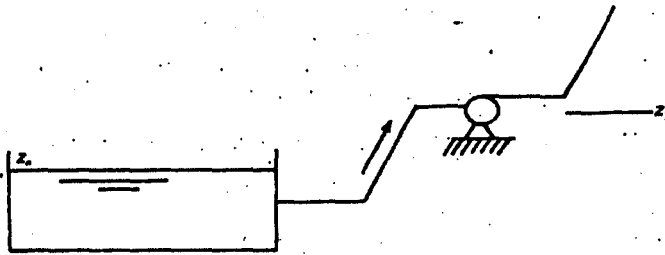


Fig. 3. 9 Alturas para definir NPSH.

Así se expresa NPSH en términos de variables que se pueden medir o por lo menos estimar. Para una bomba se puede determinar $NPSH_c$ experimentalmente reduciendo NPSH hasta que se observen los efectos de cavitación como la caída de eficiencia o el ruido característico. Por ejemplo, se puede elevar la bomba (aumentar z_1) hasta que se nota cavitación. En ciertos casos se presentan los datos de $NPSH_c$ junto con la curva característica como se indica esquemáticamente en la figura 3.10.

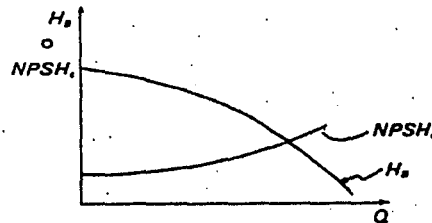


Fig. 3.10

Para evitar cavitación se tiene que cumplir con la condición $NPSH > NPSH_c$

Cualquier cambio de condiciones que reduce NPSH tiende a provocar cavitación: la reducción de la presión barométrica P_0 ; la elevación de la presión de vapor P_v , por ejemplo, por la elevación de la temperatura del fluido; situar la bomba a una elevación mayor; aumentar las pérdidas en la succión.

Se ha definido un parámetro de semejanza análogo a la velocidad específica, llamado *velocidad específica de succión*:

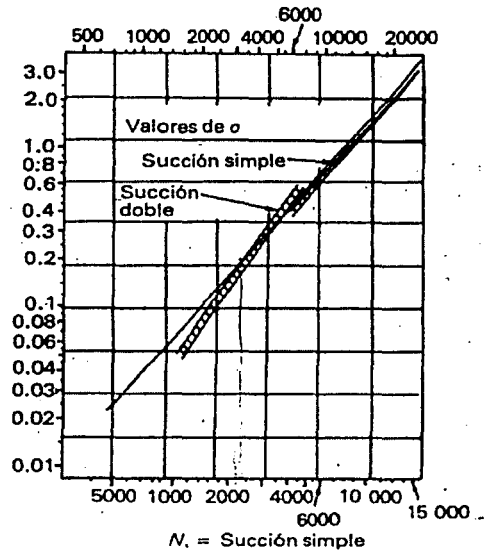


Fig. 3. 11 Coeficiente de cavitación en función de la velocidad específica. Para succión simple se usa la escala inferior. Para succión doble se usa la escala superior calculando N_s con el gasto total o la escala inferior calculando N_s con la mitad del gasto total.

Una segunda opción es diseñar un recipiente con algún dispositivo¹¹ que reduzca la presión en su interior, esto sin duda ayudará a provocar el fenómeno de cavitación.

Para fines prácticos lo más sencillo son los puntos 3 y 4. Como se observa en la memoria de cálculo si se coloca el banco de pruebas en un laboratorio que este a 3.41 metros¹² de altura con respecto al nivel del piso y se estrangula la succión (con la válvula), se obtendrá el fenómeno de cavitación.

Para comprobar lo anteriormente mencionado se realizó un cálculo con una válvula de la succión y con la válvula de compuerta de la descarga 25% cerradas. Se obtuvieron los siguientes resultados: $\sigma = 0.152$ y $\sigma_c = 0.033$, como podemos observar nuevamente se tiene que $\sigma > \sigma_c$. No obstante, en este caso la altura requerida para la cavitación es de 2.68 metros.

Debido a que el banco de demostración de la cavitación requiere un valor mayor de $(Z_0 - Z_1)$, no fue necesario evaluar la posición del recipiente superior, ya que el objetivo principal es que se presente el fenómeno mencionado.

¹¹ Una bomba de vacío sería ideal para lograr este objetivo.

¹² Este valor va a cambiar para cada sistema, es decir, el valor se obtuvo para el banco diseñado en esta Tesis.

3.4 Memoria de cálculo

Para el primer cálculo se consideraron las válvulas completamente abiertas, que el agua sé encuentra a 20°C, y la presión atmosférica de la ciudad de México.

Para la ciudad de México, se tiene que:

$$P_{atm} = 77.9[\text{kPa}]$$

Para el agua @ 20°C:

$$\rho = 997.96[\text{kg/m}^3]$$

$$\text{Nu} = 1.01\text{E-}06[\text{m}^2/\text{s}]$$

$$P_v = 2.339[\text{kPa}]$$

Tubería de succión 1:

$$Z_0 = 0.776[\text{m}]$$

$$Z_1 = 1.264[\text{m}]$$

Para calcular las pérdidas de carga se consideran las pérdidas en los tubos, así como en los accesorios:

Del apéndice I, obtenemos la rugosidad media para tubos comerciales y los valores del coeficiente de pérdida para los accesorios (válvulas, codos, tes, etc.)

$$\text{Para PVC se tiene que el valor de } e = 1.50\text{E-}06[\text{m}]$$

Accesorios:	K
Entrada brusca	1
Válvula check	2.9
Codo a 90°	1.5
Unión	0.9
Codo a 90°	1.5
Válvula de bola	8.2
Tee - flujo lateral	1.8
Válvula de bola	8.2
Tee - flujo directo	0.9
Codo a 90°	1.5
Unión	0.9
Salida brusca	1
Suma =	30.3

Para el tubo de PVC se tienen los siguientes valores (datos de proveedor):

$$\text{Diámetro nominal} = 1.000[\text{pulg}] = 0.0254[\text{m}]$$

$$\text{Diámetro exterior} = 1.315[\text{pulg}] = 0.0334[\text{m}]$$

$$\text{Espesor de pared} = 0.133[\text{pulg}] = 0.0034[\text{m}]$$

$$\text{Diámetro interior} = 1.049[\text{pulg}] = 0.0266[\text{m}]$$

De datos de placa de la bomba, sabemos que:

$$\text{Gasto } Q = 51[\text{litros/min}] = 0.00085[\text{m}^3/\text{s}]$$

Para calcular la velocidad se usa la siguiente relación,

$$V = \frac{Q}{A}$$

13	1.4974	3.61
14	1.5983	3.60
15	1.7051	3.59
16	1.8181	3.58
17	1.9376	3.57
18	2.064	3.55
19	2.198	3.54
20	2.339	3.52
21	2.487	3.51
22	2.645	3.49
23	2.81	3.48
24	2.985	3.46
25	3.169	3.44
26	3.363	3.42
27	3.567	3.40
28	3.782	3.38
29	4.008	3.35
30	4.246	3.33

Calculando el coeficiente de cavitación, se tiene que: $\sigma = \text{NPSH} / H_B$

La carga de la bomba se calcula de la misma forma que en la tubería de succión

$$H_B = 17.965[\text{m}]$$

Por lo tanto: $\sigma =$ 0.196

Como se menciona anteriormente, para bombas comerciales corrientes:

$$S = 2.9(\text{adimensional})$$

$$N_s = S\sigma^{3/4}$$

De la ecuación 3.7 tenemos que

por lo tanto:

$$N_s = 0.855(\text{adimensional})$$

$$N_s = 165.17 \left[\frac{3.65 \text{ rpm } (m^3/s)^{1/2}}{m^{3/4}} \right]$$

Por otro lado calculamos la velocidad específica con los datos del sistema

usando la ecuación,
$$N_s = 3.65 \frac{\omega Q^{1/2}}{H_B^{3/4}}$$

$$N_s = 43.90 \left[\frac{3.65 \text{ rpm } (m^3/s)^{1/2}}{m^{3/4}} \right]$$

$$N_s = 0.227(\text{adimensional})$$

Utilizando la ecuación 3.7,

$$\sigma_c = \left(\frac{N_s}{S} \right)^{4/3}$$

Sigma c = 0.034

Cálculo de Z0- Z1:

De la ecuación 3.6, $\text{Sigmac} = \text{NPSHc} / \text{HB}$, se tiene que:

NPSHc = 0.6030 [m]

con el valor anterior y los datos del sistema, se sustituye en la ecuación 3.3

(Z0 - Z1) = -3.41 [m]

Para el segundo cálculo se consideró que una válvula de la succión y la válvula de la descarga se encuentran 25% cerradas, que el agua permanece a 20°C, y la presión atmosférica de la ciudad de México.

Para la ciudad de México, se tiene que:

Patm = 77.9 [kPa]

Para el agua @ 20°C:

Ro = 997.96 [kg/m³]

Nu = 1.01E-06 [m²/s]

Pv = 2.339 [kPa]

Tubería de succión 1:

Z0 = 0.776 [m]

Z1 = 1.264 [m]

Para calcular las pérdidas de carga se consideran las pérdidas en los tubos, así como en los accesorios:

Del apéndice I, obtenemos la rugosidad media para tubos comerciales y los valores del coeficiente de pérdida para los accesorios (válvulas, codos, tes, etc.)

Para PVC se tiene que el valor de e = 1.50E-06 [m]

Accesorios:	K
Entrada brusca	1
Válvula check	2.9
Codo a 90°	1.5
Unión	0.9
Codo a 90°	1.5
Válvula de bola	8.2
Tee - flujo lateral	1.8
Válvula de bola (cerrada 25%)	14.4
Tee - flujo directo	0.9
Codo a 90°	1.5

Unión		0.9
Salida brusca		1
	Suma =	36.45

Para el tubo de PVC se tienen los siguientes valores (datos de proveedor):

Diámetro nominal =	1.000 [pulg] =	0.0254 [m]
Diámetro exterior =	1.315 [pulg] =	0.0334 [m]
Espesor de pared =	0.133 [pulg] =	0.0034 [m]
Diámetro interior =	1.049 [pulg] =	0.0266 [m]

De datos de placa de la bomba, sabemos que:

Gasto Q =	51 [litros/min]	=	0.00085 [m ³ /s]
-----------	-----------------	---	-----------------------------

Para calcular la velocidad se usa la siguiente relación, $V = \frac{Q}{A}$

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

donde

$$A = 0.000558 [\text{m}^2]$$

$$V = 1.524 [\text{m/s}]$$

Se tiene que calcular el Reynolds y se utiliza la siguiente relación, $Re = \frac{VD}{\nu}$

No existen coeficientes de fricción fiables para este rango, $2000 < Re < 4000$

$$Re = 40416$$

Sustituyendo el Re en la ecuación (Ecuación de Moody):

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2.0 \log \left(\frac{\epsilon/d}{3.7} + \frac{2.51}{Re_d f^{1/2}} \right)$$

$$f = 0.0221$$

De los planos de fabricación se obtiene el largo del tubo horizontal:

$$L = 1.1874 [\text{m}]$$

Finalmente se obtiene el valor de pérdida de carga en la tubería y los accesorios,

usando las siguientes ecuaciones:

$$h_f = f \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g}$$

Para los tubos, y

$$\sum h_m = \sum K \frac{V^2}{2g}$$

para los accesorios

$$h_f = 0.12 [\text{m}]$$

$$\Sigma (h_m) = 4.32 [\text{m}]$$

Por lo tanto $H_L = h_f + \Sigma (h_m)$

$$H_L = 4.43[m]$$

Ahora sustituimos los valores calculados en la ecuación 3.3:

$$NPSH = 2.80[m]$$

Variación del NPSH en función de la temperatura del agua.

Temp. Agua [°C]	Pv [kPa]	NPSH [m]
10	1.2276	2.91
11	1.3124	2.90
12	1.4022	2.89
13	1.4974	2.88
14	1.5983	2.87
15	1.7051	2.86
16	1.8181	2.85
17	1.9376	2.84
18	2.064	2.82
19	2.198	2.81
20	2.339	2.80
21	2.487	2.78
22	2.645	2.77
23	2.81	2.75
24	2.985	2.73
25	3.169	2.71
26	3.363	2.69
27	3.567	2.67
28	3.782	2.65
29	4.008	2.63
30	4.246	2.60

Calculando el coeficiente de cavitación, se tiene que: $\sigma = NPSH / H_B$

La carga de la bomba se calcula de la misma forma que en la tubería de succión, se consideró que la válvula de compuerta esta cerrada un 25%.

$$H_B = 18.366[m]$$

Por lo tanto: $\sigma =$ 0.152

Como se menciona anteriormente, para bombas comerciales corrientes:
 $S = 2.9(\text{adimensional})$

De la ecuación 3.7 tenemos que $N_s = S\sigma^{3/4}$ por lo tanto:

$$N_s = 0.707(\text{adimensional})$$

$$N_s = 136.57 \left[3.65 \frac{\text{rpm} (m^3 / s)^{1/2}}{m^{3/4}} \right]$$

Por otro lado calculamos la velocidad específica con los datos del sistema

usando la ecuación,
$$N_s = 3.65 \frac{\omega Q^{1/2}}{H_B^{3/4}}$$

$$N_s = 43.18 \left[3.65 \frac{\text{rpm} (m^3 / s)^{1/2}}{m^{3/4}} \right]$$

$$N_s = 0.224 \text{ (adimensional)}$$

Utilizando la ecuación 3.7,
$$\sigma_c = \left(\frac{N_s}{S} \right)^{4/3}$$

$$\text{Sigma c} = \boxed{0.033}$$

Punto 3 (cálculo de Z0- Z1):

De la ecuación 3.6, $\text{Sigma} \sigma_c = \text{NPSHc} / \text{HB}$, se tiene que:

$$\text{NPSHc} = 0.6030 \text{ [m]}$$

con el valor anterior y los datos del sistema, se sustituye en la ecuación 3.3

$$(Z_0 - Z_1) = -2.68 \text{ [m]}$$

3.5 Análisis Económico Comparativo

En esta sección se analizará el costo de fabricación del banco de pruebas, este análisis incluye el costo de los materiales de fabricación, costo de gente especializada y los gastos administrativos que puedan generarse. Es necesario comentar que como un primer estimado del costo, el valor obtenido no está muy alejado de la realidad, Ullman (1993) considera que con este método se tiene un error del 10% referido al valor real.

Con este propósito se generó una hoja de cálculo (Tabla 3.5) que se presenta y describe más adelante.

El método utilizado para la evaluación económica es el siguiente: se emplea la lista de materiales, asignando un costo unitario a cada componente, posteriormente se obtiene un valor multiplicando la cantidad de material empleado por su costo unitario, enseguida se suman los costos de cada componente para obtener el valor total en cada subsistema.

Los subsistemas mencionados son los siguientes:

- 1) Ensamble tubería de succión
- 2) Ensamble tubería de descarga
- 3) Ensamble bomba
- 4) Ensamble estructura

A la lista de materiales se adicionan gastos de mano de obra, y algunos otros componentes que no entran en la clasificación anterior, como es el depósito de agua, soportes para tubería, tornillos, etc., utilizando el procedimiento mencionado anteriormente.

Finalmente se suman los totales de los subsistemas, gastos de mano de obra y "otros", para obtener el valor total.

Como se observa de la tabla 3.5 el costo total del banco de pruebas fabricado asciende a 1,965.67 dólares americanos, el cual es un valor muy bajo comparado con el precio de venta de bancos existentes.

Un ejemplo de lo anterior es el banco fabricado por Armfield, donde su costo se desglosa como sigue (esta información está respaldada en el apéndice 2, con cotizaciones de la empresa mencionada):

Banco hidráulico básico -----	2,988.00 USD
Demostrador de cavitación -----	2,524.50 USD
Total -----	5,512.00 USD

El costo anterior no incluye accesorios extras, programas de cálculo, etc. Para este análisis se eligió el banco más sencillo o más simple de los existentes en el mercado, y aún con esto se demuestra que su costo es más del doble del fabricado en el departamento de Termofluidos.

Debe mencionarse incluso que el banco de cavitación debe patentarse, ya sea para beneficio de la gente involucrada en el proyecto o en el mejor de los casos para beneficio de la UNAM.

NIVEL	DESCRIPCIÓN	CANT.	UNIDAD	PRECIO UNIT. (USD)	COSTO (USD)
1	Banco de cavitación	1	pza		1925.67
2	Ensamble tubería de succión	1	pza		191.37
3	Pichancho	2	pza	22.30	44.60
3	Adaptador macho 1"	8	pza	3.60	28.80
3	Codo a 90° de 1"	5	pza	1.90	9.50
3	Tuerca unión de 1"	2	pza	4.80	9.60
3	Válvula de bola	3	pza	8.70	26.10
3	Tee de 1"	2	pza	3.30	6.60
3	Vacuómetro	1	pza	45.00	45.00
3	Adaptador hembra de 1"	1	pza	3.30	3.30
3	Tubo de PVC transparente cedula 40 de 1"	1.986	m	9.00	17.87
2	Ensamble tubería de descarga	1	pza		147.67
3	Inserto de PVC x Conexión espiga	1	pza	2.50	2.50
3	Adaptador macho	4	pza	3.60	14.40
3	Válvula de bola	1	pza	8.70	8.70
3	Codo a 90° de 1"	3	pza	1.90	5.70
3	Tuerca unión de 1"	2	pza	4.80	9.60
3	Medidor de Flujo (Azteca)	1	pza	25.81	25.81
3	Válvula de globo	1	pza	19.60	19.60
3	Manómetro (METRON)	1	pza	42.00	42.00
3	Adaptador hembra	1	pza	3.30	3.30
3	Tubo de PVC transparente cedula 40 de 1"	1.784	m	9.00	16.06
2	Ensamble bomba	1	pza		412.67
3	Motor SIEMENS Tipo IRF3	1	pza	80.00	80.00
3	Carcaza transparente (prototipo)	1	pza	50.00	50.00
3	Rodete estándar	1	pza	5.00	5.00
3	Cordón uso rudo st 3x3.30/mm2 (12 AWG)	20	m	0.09	1.80
3	Clavija tres fases	1	pza	0.50	0.50
3	Variador de frecuencia J7AUB0P7 YASKAWA	1	pza	275.37	275.37
2	Ensamble estructura	1	pza		135.12
3	Rueda	4	pza	3.00	12.00
3	Hoja de triplay de 590 x 2005 mm	2	pza	19.00	38.00
3	Hoja de triplay de 1005 x 2005 mm	1	pza	25.00	25.00
3	Intermedio de aluminio (6.10 m)	3	pza	19.57	58.71
3	Tornillo para madera 0.25" x 1.25"	47	pza	0.03	1.41
2	Depósito	2	pza	60.00	120.00
2	Soporte de tubería de succión (110 x 100 mm)	3	pza	1.00	3.00
2	Soporte de tubería de descarga (88 x 50 mm)	3	pza	1.00	3.00
2	Tornillo para madera 0.25" x 1.25"	12	pza	0.03	0.36
2	Tornillo acero inoxidable UNC 0.25" x 2"	4	pza	0.05	0.20
2	Rondana acero inoxidable 0.25"	12	pza	0.01	0.12

2	Tuerca acero inoxidable UNC 0.25"	4	pza	0.03	0.10
2	Rondana de presión acero inoxidable	4	pza	0.02	0.06
2	Mano de obra	1	pza		912.00
3	Técnico soldador especializado en aluminio	12	hr.	15.00	180.00
3	Carpintero	12	hr.	11.00	132.00
3	Técnico en tubería de PVC	36	hr.	12.00	432.00
3	Técnico eléctrico y de control	12	hr.	14.00	168.00

Tabla 3.5. Hoja de cálculo de costos

3.6 Construcción

Para este apartado se mencionó anteriormente que se realizará una breve descripción del proceso de construcción, y se presentarán algunas imágenes que ilustran esta descripción, haciendo referencia a los planos de fabricación de cada sub-ensamble, así como al ensamble general.

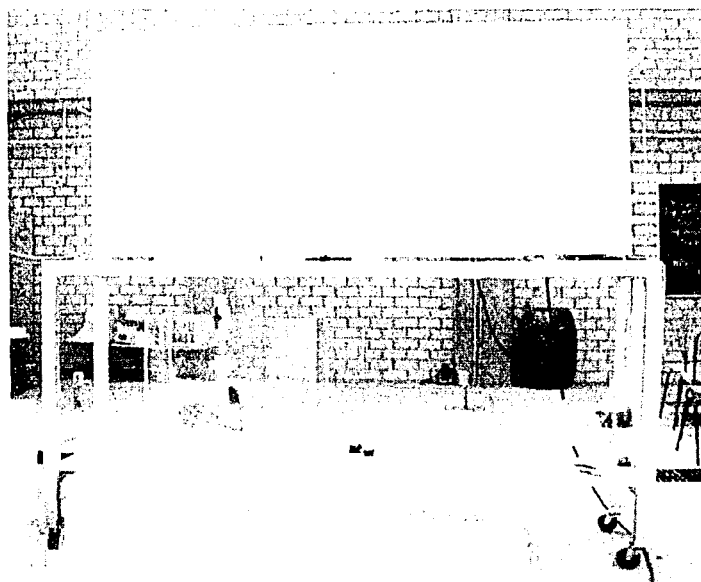


Figura 3.12 Estructura del banco de demostración de cavitación.

Como primer paso se procedió a construir la estructura metálica (en aluminio) del equipo de acuerdo a las especificaciones del plano número 3 (Ensamble estructura), debido a la falta de equipo de soldadura para aluminio, se sustituyó la soldadura por ángulos que a su vez se fijaron con tornillos. Las medidas de la estructura fueron similares a las de equipos existentes en el laboratorio¹³, por cuestiones de operación,

¹³ El diseño partió de la premisa de crear un equipo con las dimensiones estándar de los equipos existentes en el laboratorio de termofluidos de la Facultad de Ingeniería, UNAM.

mantenimiento y volumen estándar de los equipos. Durante este proceso también se cortaron a la medida las tablas de triplay que sirvieron de repisas y tablero del equipo, las cuales se fijaron a su vez a la estructura de aluminio. Se puede observar en la figura 3.12, el aspecto preliminar de la estructura.

La segunda parte del proceso de fabricación, fue construir los ensambles de tubería, el plano 1 (Ensamble tubería de succión) y el plano 2 (Ensamble tubería de descarga) muestran las medidas y detalles para este propósito, como el material empleado para la tubería es tubo de PVC se utilizó PEGACRIL en todas las uniones. Posteriormente se unieron las partes con la bomba. La figura 3.13 muestra la bomba ensamblada con sus tuercas unión, lista para acoplarla con los ensambles mencionados.

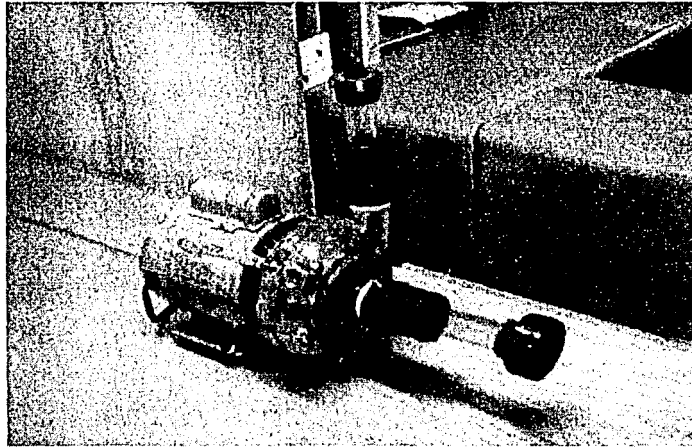


Figura 3.13. Bomba con carcasa transparente, lista para unirla con el sistema.

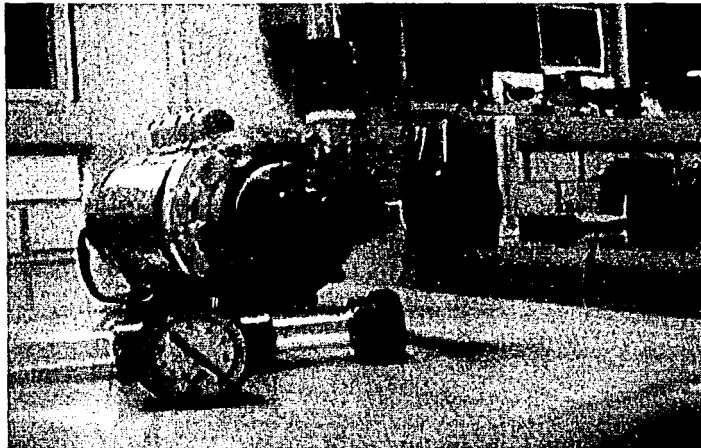


Figura 3.14. Bomba y manómetro listos para unirse en el sistema.

El plano 4 (Ensamble bomba), muestra la forma de interconectar la turbomaquina con el variador de frecuencia. Debido a que el laboratorio de termofluidos cuenta con un variador de frecuencia que controla el túnel de viento, éste se aprovechó para utilizarlo alternativamente en un equipo u otro. Es decir, se realizó la instalación eléctrica necesaria para que el operador del banco sólo conecte una clavija, coloque el interruptor en encendido y pueda comenzar a realizar pruebas en él; así mismo cuando deje de utilizarlo debe realizar el proceso inverso, un proceso en extremo sencillo. Es necesario que el operador del equipo estudie y sé familiarice con el manual de operación del variador de frecuencia, ya que es un equipo caro y delicado.

La figura 3.14 muestra el ensamble de un manómetro con la tubería, debe verificarse perfectamente que el sello sea correcto, para evitar posibles fugas en el sistema, ya que por la naturaleza del equipo, un mal sello en cualquiera de los componentes llevaría a que no se produjera el fenómeno de cavitación.

Para este equipo se necesitaron dos tipos de manómetros, uno de vacío (vacuómetro) con un rango de operación de 0 – 76 cm de Hg. que fue colocado en la tubería de succión y otro que mide un rango de presión entre 0 – 2 kg./cm² en subdivisiones de 0.2 kg./cm² para la tubería de descarga.

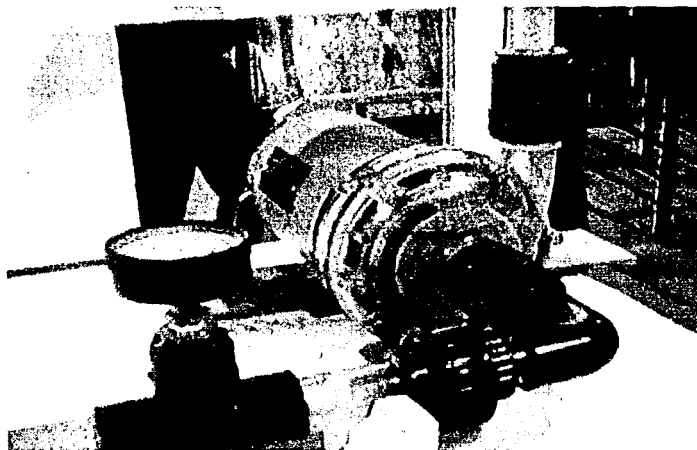


Figura 3.15. Corte hecho en el tablero del banco para acoplamiento y mediciones de velocidad de la bomba.

Como puede observarse en la figura 3.15 en algunos casos fue necesario realizar cortes en la madera para fijar y acoplar la bomba, para que la tubería lograra seguir su ruta de diseño, para fijar el amperímetro, entre otras cosas.

La figura 3.15 muestra el ensamble preliminar del medidor de flujo, para este dispositivo se tomaron las mismas medidas de seguridad, es decir, verificar un buen acoplamiento de los componentes, ya que además de ser un dispositivo esencial en el sistema, es "relativamente" pesado. Pensando que su ubicación en el sistema es en la parte más alta, al comenzar a operar el equipo podrían generarse fugas o malos sellos

en el dispositivo, por ello se extremaron los cuidados en su ensamble y se colocaron dos soportes en sus extremos.

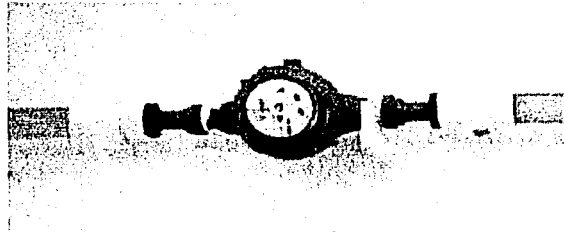


Fig. 3.16 Ensamble del medidor de flujo

En el caso de las válvulas de bola y de compuerta que forman parte del sistema (figura 3.17 y 3.18) se acoplaron con piezas del mismo fabricante por lo que se tiene la certeza de que la unión es confiable. El fabricante (Spears, Plastic piping products) asegura que las uniones entre piezas manufacturadas por ellos mismos son confiables, incluso dan un rango de presiones de trabajo, que en este caso por ser agua esta muy por debajo de la presión de diseño permisible de acoplamiento de estos componentes.



Figuras 3.17 y 3.18 Ensamble de válvulas.

El siguiente paso fue colocar los soportes para la tubería, el plano de fabricación no. 5 (Ensamble general) en específico los detalles "D" y "E" muestran las medidas de dichos soportes, así mismo el plano mencionado muestra la ubicación de estos. Colocados los soportes se procedió a fijar el resto de los componentes propiamente en el banco. Las figuras 3.19, 3.20 y 3.21 muestran la disposición final del banco para demostración de la cavitación en bombas centrífugas.

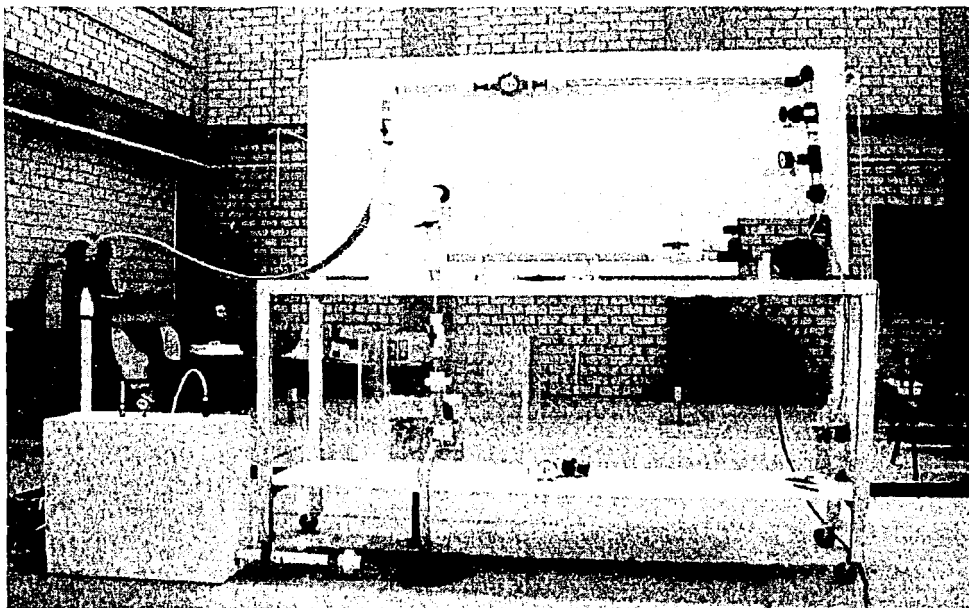


Figura 3.19 Vista Frontal del banco para demostración de la cavitación.

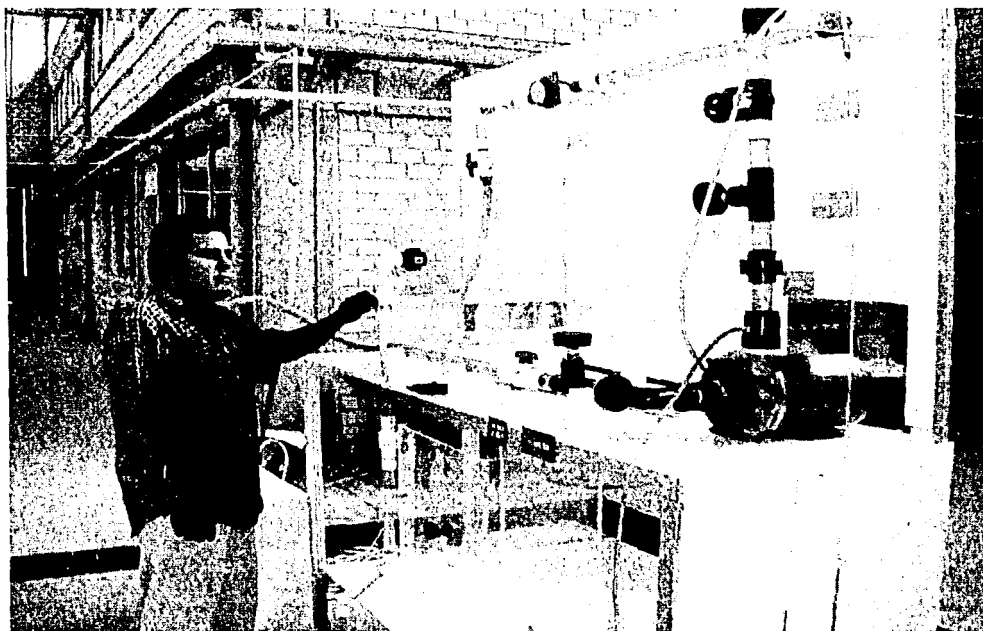


Figura 3.20 Banco de cavitación en operación.

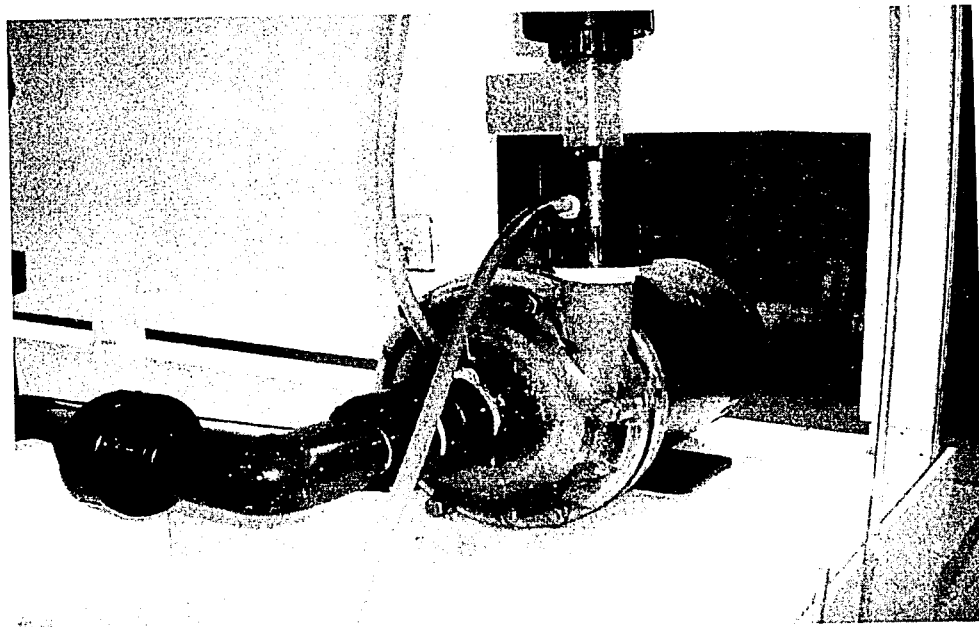


Figura 3.21 Acercamiento de la bomba (Equipo en funcionamiento).

CAPITULO IV

RESULTADOS

Como principal resultado se tiene el banco de pruebas mostrado en la figura 4.1. Es necesario mencionar que el diseño final tiene algunas diferencias con respecto a los planos de fabricación, esto debido a que actualmente se están realizando pruebas en él, por lo que se instalaron instrumentos de medición extra en función de lograr un mejor control del fenómeno de cavitación.

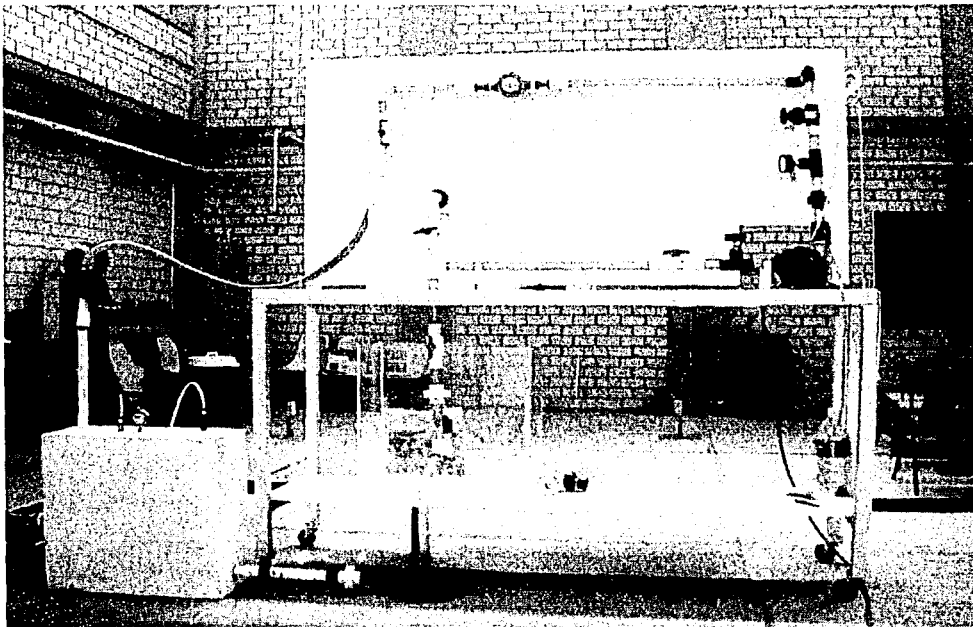


Figura 4.1. Banco de cavitación

El banco mencionado se instaló en el laboratorio del departamento de Termofluidos de la Facultad de Ingeniería (DTFI). Permanecerá ahí pensando en que sea utilizado por los alumnos para realizar practicas de Turbomaquinaria.

De acuerdo con el cálculo hidráulico, se obtuvieron los siguientes resultados: a condiciones ambientales de la ciudad de México y con las válvulas completamente abiertas un NPSH de 3.52 metros, un coeficiente de cavitación (σ) de 0.196, y un coeficiente de cavitación crítica (σ_c) de 0.034. Con estos resultados y para que en el banco se presente cavitación fue necesario modificar las condiciones de operación, las opciones fueron: incrementar la temperatura del agua, reducir mediante algún dispositivo la presión estática de succión, aumentar el valor de $(Z_0 - Z_1)$ o estrangular

la válvula de la succión; en este caso se redujo la presión estática de succión y se estrangulo la válvula de succión.

Como resultado secundario se tomó un video que muestra el banco de cavitación terminado, operando a las siguientes condiciones:

- Presión de succión = 50 mm de Hg (vacío);
- Presión de descarga (varía de acuerdo a la intensidad de cavitación);
- Válvulas completamente abiertas;
- Condiciones ambientales estándar de la Ciudad de México (Ver cálculo hidráulico, Capitulo III);
- Motor:
 - velocidad de giro = 3560 rpm,
 - potencia = 1 hp,
 - voltaje = 220 V,
 - amperaje = 10 A,
 - fases de alimentación = 3
- Gasto = 51 litros / minuto;

En el video mencionado, se puede observar que la cavitación vaporosa comienza en la tubería de succión, lo cual no es bueno para fines experimentales, ya que se espera que la cavitación comience en el impulsor de la bomba. Sin embargo, en un sistema real reduciría el caudal y el colapso sería menos severo, podría decirse "que es un efecto benéfico", en condiciones de cavitación.

Las cavidades se incrementan en la entrada al impulsor de la bomba (ojo del impulsor) y se colapsan justo antes de salir del impulsor. Es interesante observar que a la salida de la bomba no se perciben cavidades, aparentemente todas se colapsan justo antes de la descarga. Lo anterior es lo esperado durante la prueba, se comprueba lo que mencionan la literatura relacionada con el tema (Golden, 1989 y Stepanoff, 1957) por lo que podemos decir que el banco es adecuado para demostrar el fenómeno en bombas centrífugas.

Durante las pruebas se puede escuchar el clásico siseo o zumbido mencionado en el capítulo II, que provoca el colapso de las cavidades a la salida del impulsor. Al revisar el impulsor después de 3 pruebas, no se detectaron daños severos en la superficie, esto quiere decir que no se llevó la prueba a un grado avanzado de cavitación, ni se trabajo en ésta condición durante un tiempo considerable; en caso contrario se podría detectar erosión a simple vista.

Durante la prueba se comenzó a estrangular la válvula colocada en la tubería de succión, lo cual provocó en el sistema una vibración y pequeñas explosiones que aumentaban proporcionalmente con el estrangulamiento de la válvula. Se estaba provocando una cavitación más severa en la bomba. Por el daño que se provocaría en el sistema no se permitió que operará en estas condiciones durante mucho tiempo.

CONCLUSIONES

Se demuestra una vez más que el seguir los métodos y procedimientos establecidos para el diseño de máquinas, lleva a buen fin la mayoría de los proyectos. Se puede observar en la tabla 3.1 que la planeación adecuada en el diseño permitió concluir el prototipo en 15 semanas considerando el diseño original, ya que después se realizaron algunas modificaciones.

De acuerdo a los resultados se corrobora que los parámetros: coeficiente de cavitación (σ), carga neta positiva de succión (NPSH) y carga de la bomba (H) son los más importantes en cuanto a prevenir la cavitación.

El DTFI tenía la intención de adquirir un equipo que demostrara el efecto de cavitación, al fabricar el equipo en el laboratorio se calculó un ahorro del 65% en el costo total. El costo fue comparado con el del equipo más sencillo existente en el mercado. Se concluye que los alumnos pueden realizar este tipo de proyectos, en colaboración con la coordinación de diseño mecánico; lo anterior en función de aprovechar mejor el presupuesto asignado a compra de equipo. O en determinado momento asignar ese presupuesto en otros conceptos dentro del departamento de termofluidos.

Se debe mencionar el gran potencial del banco de cavitación, ya que se puede utilizar para múltiples actividades. Una primer aplicación es realizar prácticas de laboratorio (como cavitación o la obtención de las curvas características). En segundo término se puede realizar investigación sobre cavitación en él. En consecuencia se requiere del diseño de accesorios externos para variar las condiciones de operación del sistema (en específico las presiones de trabajo en la succión). De lo anterior, se puede proponer que alumnos interesados en el tema realicen trabajos de tesis basados en el banco de pruebas.

Dentro de la investigación o tesis que se puede realizar en el banco se propone lo siguiente:

- Demostrar que el $NPSH_c$ depende sólo de las velocidades en la succión y de la geometría del rodete
- Demostrar que la velocidad específica de succión (S), depende sólo de las relaciones entre velocidad y las relaciones entre dimensiones del rodete, por lo tanto es un parámetro de semejanza
- Se pueden analizar las condiciones para maximizar S
- Obtener las curvas características para las diferentes condiciones de operación que permite el banco
- Diseñar un dispositivo que reduzca la presión estática de succión
- Como ultima opción se debe trabajar en un rodete que permita una mejor visualización del fenómeno, en función de obtener mediciones del tamaño de las cavidades y lugar exacto del colapso de las mismas

Finalmente, se debe mencionar que se cumplió con los alcances planteados al inicio de este trabajo.

BIBLIOGRAFÍA

- ASCE, *Hydraulic models*, ASCE Man. of Eng. Pract. 25, 1942.
- Chincholle, L., and Guymord, D., "*Detection de la cavitation erosive et de l'abrasion*", IAHR Symposium, 1980, Tokyo, pg. 117 – 130.
- Coss, R., *Análisis y evaluación de proyectos de inversión*, Departamento de Ingeniería Industrial, ITESM, LIMUSA, México 2ª Edición 1992.
- Deutschman, A.; *Diseño de máquinas: teoría y práctica*; CECSA; México 1991; 973 p.
- Dougherty, R., Franzini, F.: *Fluid Mechanics*, McGraw – Hill, 1965.
- Faires, V., *Diseño de elementos de máquinas*, Limusa, México, 1ª edición, 1995.
- Golden, F., et al. *Termofluidos, turbomáquinas y máquinas térmicas*, CECSA, México, 1ª edición, 1989.
- Hales, C., *Analysis of the Engineering Design Process in an Industrial Context*, Gants Hill Publications, Eastleigh, U.K. 2nd Edition 1991. Information on the coal gasifier test rig is from this monograph.
- Hammitt, F. G., "*Effect of gas content upon cavitation inception, performance, and damage*", J. Hydraul. Res. Int. Assoc. Hydraul. Res., **10**(3), 1972. pg. 259 – 290.
- Hammitt, F. G., "*Cavitation damage scale effects – state of art summarization*", J. Hydraul. Res. Int. Assoc. Hydraul. Res., **13**(1), 1975. pg. 1 – 17.
- Kallas, D. H., and Lechtman, J. Z., "*Cavitation erosion*", in C.V. Rosato and R. T. Schwartz, eds., *Environmental Effects on Polymeric Materials*, C. V. Rosato and R. T. Schwartz (eds.), Wiley – Interscience, New York, 1968, p. 223 – 280.
- Knapp, R. T., Daily, J. W., and Hammitt, F. G., *Cavitation*, McGraw-Hill, New York, 1970, 578 pg.
- Norton, R.; *Diseño de máquinas*; Prentice Hall – Hispanoamérica; México 1989; 1037 p.
- Oldenzel D.M.; *Measurements on the cavitation, susceptibility of water*, paper presented at the 5th conference on fluid machinery; Budapest; 1975.

- Orthwein, W.; *Diseño de componentes de máquinas*; CECSA, México 1996; 1020 p.
- Rahmeyer, W., "*Predicting and modeling cavitation damage: sudden enlargement*", Doctorate Thesis, Colorado State University, Fort Collins, Co. 1980.
- Ruiz, U. R., "*Comportamiento del concreto bajo condiciones de cavitación*", UNAM – FI – DEPI, México, 1990, 148 p.
- Shigley, J.; *Manual de diseño mecánico*; McGraw – Hill; 3er Edición; México 1989.
- Stepanoff, A.J., "*Centrifugal and Axial Flow Pumps*", Theory, design and application, John Wiley & Sons, New York, 1957.
- Stiles, G. F., "*Cavitation Tendencies of Control Valves for Paper Pulp Service*", Preprint No. 17.1-3-66, Preprint Instrument Society of America, 12 pp.
- Stripling, T. C., "*Cavitation damage scale effects: sudden enlargements*", Doctorate Thesis, Colorado State University, Fort Collins, CO, 1975.
- Tullis, J. P., "*Testing valves for cavitation*", Proceedings of the Conference on Cavitation, Edinburg, Scotland, September 3 – 5, 1974, Institute of Mechanical Engineers, London, 1974.
- Tullis, J. P., "*Hydraulics of Pipelines*", John Wiley & Sons, New York, 1989, pg. 263.
- Ullman, D. G., "*The Mechanical Design Process*", McGraw – Hill, Singapore, 1992, 335 p.
- Viejo Zubizaray Manuel; *Bombas, Teoría, diseño y aplicaciones*; Limusa-Wiley; México; 1972.
- White Frank M.; *Mecánica de Fluidos*; Mc Graw Hill; México; 1988.
- Yanshin, B. N., *Hydrodynamic Characteristics of Valves and Pipeline Components*, Mashinostroenie, Moscow, 1965, 26 pp.

Apéndice 1
Tablas de propiedades

1.A Propiedades del Agua

Temperatura (°C)	Peso específico N/m ³	Densidad Kg/m ³	Viscosidad dinámica Kg/m*s (centipoise)	Viscosidad cinemática m ² /s (centistokes)	Tensión superficial N/m	Presión del vapor N/m ²	Módulo de elasticidad Pa
0	9805	999.9	1.792 * 10 ⁻³	1.792 * 10 ⁻⁶	7.62 * 10 ⁻²	0.06	204 * 10 ⁷
5	9806	1000.0	1.519	1.519	7.54	0.09	206
10	9803	999.7	1.308	1.308	7.48	0.12	211
15	9798	999.1	1.140	1.141	7.41	0.17	214
20	9789	998.2	1.005	1.007	7.36	0.25	220
25	9779	997.1	0.894	0.897	7.26	0.33	222
30	9767	995.7	0.801	0.804	7.18	0.44	223
35	9752	994.1	0.723	0.727	7.10	0.58	224
40	9737	992.2	0.656	0.661	7.01	0.76	227
45	9720	990.2	0.599	0.605	6.92	0.98	229
50	9697	988.7	0.549	0.556	6.82	1.26	230
55	9679	985.7	0.506	0.513	6.74	1.61	231
60	9658	983.2	0.469	0.477	6.68	2.03	228
65	9635	980.6	0.436	0.444	6.58	2.56	226
70	9600	977.8	0.406	0.415	6.50	3.20	225
75	9589	974.9	0.380	0.390	6.40	3.96	223
80	9557	971.8	0.357	0.367	6.30	4.86	221
85	9529	968.6	0.336	0.347	6.20	5.93	217
90	9499	965.3	0.317	0.328	6.12	7.18	216
95	9469	961.9	0.299	0.311	6.02	8.62	211
100	9438	958.4	0.284	0.296	5.94	10.33	207

Fuente: ASCE, 1942.

1.B Rugosidad media de tubos comerciales

Material (nuevo)	e
	mm
Acero remachado	0.9-9.0
Hormigón	0.3-3.0
Madera	0.18-0.9
Hierro fundido	0.26
Hierro galvanizado	0.15
Hierro fundido asfáltico	0.12
Acero comercial o hierro estirado	0.046
Latón o cobre estirado	0.0015
Vidrio	0

1.C Aumento de pérdidas en válvulas parcialmente abiertas

Condición	Cociente K/K (abierta)	
	Compuerta	Esfera
Abierta	1.0	1.0
Cerrada, 25%	3.0-5.0	1.5-2.0
50%	12.0-22.0	2.0-3.0
75%	70-120	6.0-8.0

1.D Coeficientes de pérdida K para válvulas abiertas, codos y tes

Diámetro nominal, pulg	Roscado				Acoplado				
	0.5	1	2	4	1	2	4	8	20
Válvulas (abiertas):									
Esfera	14	8.2	6.9	5.7	13	8.5	6	5.8	5.5
Compuerta	0.3	0.24	0.16	0.11	0.8	0.35	0.16	0.07	0.03
Antirretorno	5.1	2.9	2.1	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0
De ángulo	9.0	4.7	2.0	1.0	4.5	2.4	2.0	2.0	2.0
Codos:									
45° normal	0.39	0.32	0.30	0.29	---	---	---	---	---
45° suave	---	---	---	---	0.21	0.20	0.19	0.16	0.14
90° normal	2.0	1.5	0.95	0.64	0.50	0.39	0.30	0.26	0.21
90° suave	1.0	0.72	0.41	0.23	0.40	0.30	0.19	0.15	0.10
180° normal	2.0	1.5	0.95	0.64	0.41	0.35	0.30	0.25	0.20
180° suave	---	---	---	---	0.40	0.30	0.21	0.15	0.10
Tes:									
Flujo directo	0.9	0.9	0.9	0.9	0.24	0.19	0.14	0.10	0.07
Flujo lateral	2.4	1.8	1.4	1.1	1.00	0.80	0.64	0.58	0.41

Apéndice 2

Cotización de un banco de cavitación por Armfield Ltd.

armfield

AJS/SAM/LX 24691-1 MEX

22nd April 2002

Armfield Ltd.
Bridge House
West Street
Ringwood, Hampshire
England BH24 1DY

Tel: Nat. 01425 478781
Int: +44 1425 478781
Fax: Nat. 01425 470916
Int: +44 1425 470916
E-mail: sales@armfield.co.uk

Ing Angel Jimenez de la Luz
Mechanical Eng Dept – Thermofluids
UNAM
Alberto Mz-577 L-1
Santa Ursula Coapa
Coyoacan
04600 Mexico DF

FAX: 00 52 555 6102332


Dear Ing Jimenez

Thank you for your e-mail of 19th April 2002 requesting a further quotation for additional items of Armfield equipment which we are pleased to enclose together with technical specification sheets. We confirm a formal copy has been sent by mail.

For your assistance, we have shown air freight and sea freight deliveries.

We trust the enclosures are of interest. Should you require any further information or assistance, please do not hesitate to contact us.

Yours sincerely
ARMFIELD LIMITED



Andrew J Street
Sales Administrator

Enc: Proforma Invoice No. LX 24691-1 MEX
Conditions of Sale
F1 Data Sheet (Iss. 15)

Directors
C. J. Adde (Managing)
E. F. Farrow M.A., A.C.A.
E. E. Sansom B.Eng., C.Eng.
B. Studdert

Registered Office:
Bridge House, West Street, Ringwood, Hants.
Company Registration Number 1962034





UNAM
 Alberto Mz-577 L-1
 Santa Ursula Coapa
 Coyoacan
 Mexico DF
 Mexico

Proforma Invoice

All prices quoted in £'s Sterling

Armfield Ltd Tel: Nat: 01425 478781
 Bridge House Int: +44 1425 478781
 West Street Fax: Nat: 01425 470916
 Ringwood, Hampshire Int: +44 1425 470916
 England BH24 1DY E mail sales@armfield.co.uk

Date: 22 April, 2002

Our Ref: AJS / LX 24691-1 MEX

Your Ref 0

Shipment to: Nett CIF Mexico DF by sea

Item No	Code	Description	Qty	Total CIF	Packed Volume m ³	Gross Weight Kg	Delivery to UK Port months
BY SEA FREIGHT:							
1	F10	Cavitation Demonstration	1	1638	0.3	44	3
2.1	F1-26-B	Series/Parallel Pumps	1	2089	0.3	50	3
2.2	F1-27-B	Centrifugal Pump Characteristics	1	3034	0.8	80	3
Essential Accessory:							
2.3	F1-10-B	Basic Hydraulics Bench	1	1888	1.5	160	3
Optional Accessory:							
2.4	F1-CD-301	Programs for F1-11-301 through F1-27-301 on one CD-ROM	1	1494	0	0	2
BY AIR FREIGHT:							
1	F10	Cavitation Demonstration	1	1683	0.3	44	3
2.1	F1-26-B	Series/Parallel Pumps	1	2147	0.3	50	3
2.2	F1-27-B	Centrifugal Pump Characteristics	1	3078	0.8	80	3
Essential Accessory:							
2.3	F1-10-B	Basic Hydraulics Bench	1	1992	1.5	160	3
Optional Accessory:							
2.4	F1-CD-301	Programs for F1-11-301 through F1-27-301 on one CD-ROM	1	1494	0	0	2

Andrew Steeb



Terms and Conditions

Armfield Ltd Tel: Nat: 01425 478781
BridgeHouse Int: +44 1425 478781
West Steet Fax: Nat: 01425 470916
Ringwood, Hampshire Int: +44 1425 470916
England BH24 1DY Email sales@armfield.co.uk

DATE: 22 April, 2002
OUR REF: AJS / LX 24691-1 MEX
YOUR REF: 0
SHIPMENT TO: Nett CIF Mexico DF by sea

Terms of Payment:

Payment will be required by means of a confirmed, irrevocable Letter of Credit, payable 100% at sight, subject to acceptable terms and conditions, established with any British bank of your nomination in the United Kingdom, and permitting part shipment of goods.

Conditions of Sale:

This offer is subject to our Standard Conditions of Sale AQF60 Rev1 and BEAMA AEC, copies of which are enclosed, but excluding liability caused as a result of war, riots, strikes, force majeure, or civil commotion.

Duties and Dues:

The prices quoted do not include for any duties or dues which may be levied against the importation of these goods into any country

Electrical Supply:

The equipment listed is priced for 120V/1PH/60HZ electrical supply

Calibration:

Unless otherwise specified at the time of order, this equipment will be supplied in S.I. Metric units.

Validity:

The validity of this offer expires on: 21 July 2002

Despatch:

On the basis of present commitments, the above items of equipment can be ready for despatch from our works within the period specified, from the date of receipt of order, Letter of Credit, Import Licence or any payment advance, as applicable.

To allow sufficient time for packing, shipping and presentation of documentation, your letter of credit should be opened for a period of 4 months

Andrew Shook

ARMFIELD LIMITED
RINGWOOD, HAMPSHIRE, ENGLAND

CONDITIONS OF SALE

The products of Armfield Limited are sold subject to the Standard Conditions currently in force of the British Electrical and Allied Manufacturers' Association Limited, as follows:

For machinery and equipment (exclusive of erection) United Kingdom - Conditions of Sale A

For machinery and equipment (exclusive of erection) export f.o.b. - Conditions of Sale AE

For machinery and equipment (exclusive of erection) export c.i.f. - Conditions of Sale AEC

but subject to the following additional Conditions and variations. In case of any inconsistency between the Conditions of Sale of the British Electrical and Allied Manufacturers' Association Limited and the following conditions, the following shall prevail:

1. Any variation of these Conditions in any document of the buyer is inapplicable unless accepted in writing by us.
2. Unless our quotation, tender or estimate is stated to be a fixed price one, all quotations, tenders and estimates are based on current prices and are subject to amendment on or after acceptance to meet any rise or fall of prices of materials, components, plant, machinery and other items and wage rates. All goods sold and work done will be charged at the prices ruling at the date of despatch or completion of work.
3. Any time or date for delivery named by us is an estimate only and we shall not be responsible for the consequences of any delay.
4. Neither we nor our servants shall be liable for any information or advice given, or opinions expressed by us or any of our servants concerning the use or suitability of goods supplied by us for any purpose other than that specified in our literature or advertisement.
5. Descriptions and illustrations contained in any catalogue, price list and other advertising matter whether published by us or by any other person, firm or company are intended to present only a general description of the goods described therein and may be altered, varied or cancelled at any time without notice to the buyer. They shall not be taken as forming part of any tender, quotation or estimate.
6. We reserve the copyright in respect of any publication, illustration, plan, drawing, list of components and materials which are supplied to the buyer. Where the buyer is supplied with a copy of any calculation used by us in preparing our tender, quotation or estimate, the calculation may not be divulged to any third party without our written consent.
7. In the absence of any written agreement to the contrary, payment for goods sold and delivered shall be due 30 days from the date of the invoice rendered by us to the buyer. We reserve the right to charge interest at the rate of 2% per annum above U.K. Bank Rate for the time being on accounts from the date upon which they become due until the date of payment.
8. We shall not be liable in respect of any claims whether arising in contract or in tort for any injury, loss or damage caused to any person or property by or arising out of malfunction of any goods supplied by us or on our behalf or out of the doing or mode or doing any work, or any consequential loss or damage arising therefrom.
9. In these conditions of sale the term 'buyer' shall include any purchaser or proposed purchaser from us and any other person, firm or company or corporation who places an order, requisition or indent for goods to be sold or supplied or for work to be done by or to be secured by us.
10. Once a contract exists between the buyer and Armfield Limited, the buyer shall not cancel the contract except with our prior written consent and upon terms which will indemnify us against any loss or damage caused thereby.

Andrew Stoeck