



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TRABAJO ESTRUCTURADO DE MANERA
INDEPENDIENTE**

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

ESTUDIO DEL FENÓMENO DE LA CAVITACIÓN EN UNA BOMBA
CENTRÍFUGA DE 1 HP Y SU INFLUENCIA EN LOS PARÁMETROS DE
RENDIMIENTO ENERGÉTICO EN LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL
Y MECÁNICA.

AUTOR:

Egdo. Santiago Fabián Vargas Badillo

TUTOR:

Ing. Mg. Luis Escobar

AMBATO – ECUADOR

2015

APROBACIÓN DEL TUTOR

En mi calidad de tutor del trabajo investigativo “**ESTUDIO DEL FENÓMENO DE LA CAVITACIÓN EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA DE 1 HP Y SU INFLUENCIA EN LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO ENERGÉTICO EN LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA**”. Trabajo elaborado por el Egresado Santiago Fabián Vargas Badillo.

Certifico:

- Que el presente informe es original de su autor.
- Ha sido revisado en cada uno de sus capítulos.
- Esta concluido y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, Noviembre del 2014

.....
Ing. Mg. Luis Escobar

TUTOR

AUTORÍA DEL TRABAJO DE TESIS

Yo, Santiago Fabián Vargas Badillo con C.I. # 050340030-1, declaro que los resultados obtenidos y expuestos en el presente trabajo de investigación con el tema, **“ESTUDIO DEL FENÓMENO DE LA CAVITACIÓN EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA DE 1 HP Y SU INFLUENCIA EN LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO ENERGÉTICO EN LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA”**, son absolutamente de mi autoría; a excepción de las referencias bibliográficas que se incluyen en este texto.

Que los criterios emitidos en el trabajo de investigación así como también los contenidos, análisis, conclusiones, recomendaciones y propuesta son de exclusiva responsabilidad de mi persona, como autor del presente trabajo.

Ambato, Noviembre del 2014

.....
Santiago Fabián Vargas Badillo

C.I. 050340030-1

AUTOR

DEDICATORIA

Al Creador de todo lo que existe, que me ha dado fortaleza y sabiduría para sobrellevar mis errores; por ello dedico mi trabajo a Dios, quien me otorgo la vida, salud y familia.

A mí amada familia, especialmente a mis padres Guido y Mariana quienes siendo un ejemplo e inculcando el camino del bien me han motivado a seguir adelante y ocuparme en ser una buena persona y un futuro profesional responsable. A mí querido hermano Andrés por ser el apoyo y consejero incondicional que he necesitado para llegar con satisfacción a esta etapa de mi vida.

A mi familia en general, por el apoyo brindado y por compartir conmigo buenos y malos momentos.

A mis amigos y compañeros, de quienes he aprendido mucho en diversos aspectos de la vida en cuanto a solidaridad, confianza, respeto y humildad.

Santiago Fabián

AGRADECIMIENTO

Agradezco infinitamente a Dios, por llenar de bendiciones a toda mi familia y por darme la dicha de compartir mi vida día a día junto a las personas que quiero y estimo. Le agradezco también por darme la fuerza e inteligencia para culminar esta etapa estudiantil.

Gracias a mis padres Guido y Mariana por apoyarme durante todo mi ciclo estudiantil, haciendo hasta lo imposible para que día a día tenga todo lo necesario y no me falta nada en esta etapa de mi vida, también agradecerles por todos los principios y valores inculcados en mi vida porque de ellos he podido formar la base de mis ideales. De igual modo agradezco a mi hermano Andrés por su ejemplo, motivación y consejos que me brindado.

Agradezco a mi familia en general, por todo el cariño brindado y por ayudarme en todo lo que han podido.

Agradezco también a mi tutor de tesis Ing. Luis Escobar por su paciencia y disposición para ayudarme, aconsejarme y guiarme en la consecución del presente estudio.

Finalmente agradezco a mis amigos y compañeros, que tanto me han ayudado en mi carrera y en el presente estudio.

Gracias a todos

INDICE GENERAL DE CONTENIDOS

A.- PÁGINAS PRELIMINARES

PORTADA.....	I
APROBACIÓN DEL TUTOR.....	II
AUTORÍA DEL TRABAJO DE TESIS	III
DEDICATORIA	IV
AGRADECIMIENTO	V
RESUMEN EJECUTIVO	XVII

B.- TEXTO: INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I

1. EL PROBLEMA	1
1.1. TEMA.....	1
1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	1
1.2.1. CONTEXTUALIZACIÓN DEL PROBLEMA.....	1
1.2.2. ANÁLISIS CRÍTICO	2
1.2.3. PROGNOSIS	2
1.2.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	3
1.2.5. PREGUNTAS DIRECTRICES	3
1.2.6. DELIMITACIÓN DEL PROBLEMA	3
1.2.6.1. DELIMITACIÓN DE CONTENIDO	3
1.2.6.2. DELIMITACIÓN ESPACIAL.....	4
1.2.6.3. DELIMITACIÓN TEMPORAL	4
1.3. JUSTIFICACIÓN.....	4
1.4. OBJETIVOS.....	5
1.4.1. OBJETIVO GENERAL.....	5
1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	5

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO.....	6
2.1. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS.....	6
2.2. FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA.....	7
2.3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA.....	8
2.4. RED DE CATEGORÍAS FUNDAMENTALES.....	8
2.4.1. MÁQUINAS HIDRÁULICAS.....	8
2.4.1.1. DEFINICIÓN Y CLASIFICACIÓN DE MÁQUINAS HIDRÁULICAS.....	8
2.4.2. GENERALIDADES DE BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	9
2.4.2.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO Y COMPONENTES.....	9
2.4.2.2. CONCEPTOS DE MECÁNICA DE FLUIDOS.....	11
2.4.2.2.1. CONCEPTOS GENERALES.....	11
A. TASA DE FLUJO DE UN FLUIDO.....	11
B. ECUACIÓN GENERAL DE LA ENERGÍA.....	12
C. NÚMERO DE REYNOLDS.....	14
D. ECUACIÓN DE DARCY PARA CALCULAR PÉRDIDAS DE ENERGÍA.....	15
E. ECUACIONES PARA EL FACTOR DE FRICCIÓN.....	16
F. COEFICIENTE DE RESISTENCIA.....	17
G. COEFICIENTE DE RESISTENCIA PARA VÁLVULA Y ACOLPLAMIENTOS.....	18
2.4.2.2.2. CONCEPTOS PARA BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	20
A. CARGAS EN UN SISTEMA DE BOMBEO.....	20
B. POTENCIA DE LA BOMBA AGREGADA AL FLUIDO.....	23
D. EFICIENCIA MECÁNICA DE LAS BOMBAS.....	23
E. LEYES DE AFINIDAD PARA BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	24
F. POTENCIA DE ENTRADA A UN MOTOR DE CORRIENTE CONTINUA.....	26
G. TRIANGULO DE POTENCIAS.....	26
2.4.3. CAVITACIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	27

A. NPSH DISPONIBLE O ADMITIDO	28
B. EFECTO DE LA VELOCIDAD DE LA BOMBA SOBRE LA NPSH	30
C. NPSH REQUERIDO.....	30
2.4.4. MECANISMO DE LA CAVITACIÓN	32
2.4.4.1. ETAPA 1. Formación de Burbujas	32
2.4.4.2. ETAPA 2. Crecimiento de las Burbujas.....	34
2.4.4.3. ETAPA 3. Colapso de las Burbujas.....	34
2.4.5. SÍNTOMAS Y EFECTOS CAVITACIÓN SOBRE EL DESEMPEÑO DE LA BOMBA Y SUS COMPONENTES	35
2.4.5.1. REDUCCIÓN DE LA CAPACIDAD DE BOMBEO	36
2.4.5.2. DISMINUCIÓN EN LA GENERACIÓN DE CABEZA	36
2.4.5.3. VIBRACIÓN Y RUIDO ANORMAL.....	36
2.4.5.4. DAÑOS A LOS COMPONENTES	37
2.4.5.5. EROSIÓN O PICADURAS	38
2.4.5.6. DEFORMACIONES MECÁNICAS.....	40
2.4.5.7. CORROSIÓN CON CAVITACIÓN	41
2.4.6. MEDICIÓN DE PARÁMETROS EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA.....	41
2.5. HIPÓTESIS	43
2.6. SEÑALAMIENTO DE VARIABLES	43
2.6.1. Variable Independiente	43
2.6.2. Variable Dependiente.....	43

CAPÍTULO III

3. METODOLOGÍA	44
3.1. ENFOQUE	44
3.2. MODALIDAD BÁSICA DE LA INVESTIGACIÓN	44
3.2.1. Documental Bibliográfica	44
3.2.2. Experimental de campo.....	44
3.3. NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN.....	45
3.3.1. EXPLORATORIO	45

3.3.2.	EXPLICATIVA	45
3.3.3.	DESCRIPTIVA.....	45
3.4.	POBLACIÓN Y MUESTRA	45
3.5.	OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES.....	45
3.6.	RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN	48
3.7.	PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS	48
3.7.1.	Procesamiento y análisis de información.....	48

CAPÍTULO IV

4.	ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	49
4.1.	ANÁLISIS DE RESULTADOS	49
4.1.1.	PROCEDIMIENTO DE ENCENDIDO Y APAGADO DE LA BOMBA	51
4.1.2.	PROPIEDADES DEL FLUIDO Y CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE BOMBEO	52
4.1.3.	ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO DE LA BOMBA CENTRÍFUGA ANTES DE LA CAVITACIÓN.....	53
4.1.3.1.	PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR LA TOMA DE DATOS EN EL BANCO DE PRUEBAS.	53
4.1.3.2.	CÁLCULOS HIDRÁULICOS DE LOS PARÁMETROS.....	54
A.	Cálculo del NPSH _(Disponible) del sistema de bombeo	54
B.	Cálculo de la Eficiencia de la bomba.	58
4.1.4.	OBTENCIÓN DE UNA CURVA DE REFERENCIA DE NPSH REQUERIDO PARA LAS CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA CENTRÍFUGA DEL BANCO DE PRUEBAS.....	60
	Características, Curva y Valores Rendimiento de la bomba centrífuga del banco de pruebas.....	62
4.1.5.	GENERACIÓN DE CAVITACIÓN EN LA BOMBA CENTRÍFUGA DEL BANCO DE PRUEBAS.....	68
4.1.5.1.	PROCEDIMIENTO DE ESTRANGULACIÓN DEL FLUIDO.....	69

4.1.5.2. CÁLCULOS DEL VALOR DE NPSH <small>DISPONIBLE</small> CON ESTRANGULACIÓN DEL FLUIDO.....	69
Cálculo del NPSH <small>(Disponible)</small> de la bomba	71
Tiempo de funcionamiento de la bomba en régimen de cavitación.	77
4.1.6.1. PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR LA TOMA DE DATOS EN EL BANCO DE PRUEBAS.	78
4.2. INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS	81
4.2.1. INTERPRETACIÓN GRÁFICA DE LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO ANTES DE GENERAR CAVITACIÓN EN LA BOMBA.....	81
4.2.2. INTERPRETACIÓN GRÁFICA DE LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO DESPUÉS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA EN RÉGIMEN DE CAVITACIÓN.....	84
4.3. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS	86
4.3.1. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS DEL EFECTO QUE TIENE LA CAVITACIÓN EN LA BOMBA CON RESPECTO A LA TDH O ALTURA DE BOMBEO.	88
4.3.2. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS DEL EFECTO QUE TIENE LA CAVITACIÓN EN LA BOMBA CON RESPECTO A LA POTENCIA DE ENTRADA.....	90
4.3.3. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS DEL EFECTO QUE TIENE LA CAVITACIÓN EN LA BOMBA CON RESPECTO A LA EFICIENCIA.....	92
4.3.4. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS DEL EFECTO QUE TIENE LA CAVITACIÓN EN LA BOMBA CON RESPECTO AL RUIDO.	94

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	96
5.1. CONCLUSIONES.....	96
5.2. RECOMENDACIONES	97

CAPÍTULO VI

6. PROPUESTA.....	99
-------------------	----

6.1.	DATOS INFORMATIVOS	99
	TEMA	99
	EJECUTOR	99
	BENEFICIARIOS	99
6.2.	ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA	99
6.3.	JUSTIFICACIÓN.....	100
6.4.	OBJETIVOS.....	101
6.4.1.	OBJETIVO GENERAL.....	101
6.4.2.	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	101
6.5.	ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD	102
6.5.1.	FACTIBILIDAD TÉCNICA	102
6.5.2.	FACTIBILIDAD TECNOLÓGICA	102
6.6.	FUNDAMENTACIÓN	102
6.6.1.	FLUIDO DINÁMICA COMPUTACIONAL (CFD).	103
6.6.2.	SIMULACIÓN DE FLUIDOS EN BOMBAS CENTRÍFUGAS MEDIANTE FLUIDO DINÁMICA COMPUTACIONAL (CFD).....	103
6.6.3.	MODELACIÓN GEOMÉTRICA DE LA BOMBA	104
6.7.	METODOLOGÍA	107
6.7.1.	SIMULACIÓN DEL FLUIDO MEDIANTE MODELO DE ELEMENTOS FINITOS	107
6.7.1.1.	LEVANTAMIENTO GEOMÉTRICO	108
6.7.1.2.	GENERACIÓN DE LA MALLA PARA EL MODELO DE ANÁLISIS	111
6.7.1.3.	CONDICIONES ELEGIDAS PARA SIMULACIÓN Y EL ANÁLISIS	112
6.7.1.4.	TRAYECTORIA DEL FLUIDO EN LA BOMBA.....	116
6.7.2.	RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN DEL FLUIDO	117
6.7.2.1.	COMPARACIÓN DE RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN POR CFD VS. EL ANÁLISIS TEÓRICO Y EXPERIMENTAL PREVIO	118
6.8.	PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN	125
6.8.1.	EXPERIMENTACIÓN EN EL MODELO DE SIMULACIÓN	125
6.8.2.	RESULTADOS DE LA EXPERIMENTACIÓN	126

6.8.2.1. RESULTADOS DE LA EXPERIMENTACIÓN A 1750 RPM.....	126
6.8.2.2. RESULTADOS DE LA EXPERIMENTACIÓN A 3500 RPM.....	130
6.8.2.3. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES.....	135
6.8.3. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES DE LA PROPUESTA.....	135
6.8.3.1. CONCLUSIONES.....	135
6.8.3.2. RECOMENDACIONES.....	136

C.- MATERIALES DE REFERENCIA

BIBLIOGRAFÍA DE REFERENCIAS.....	138
LIBROS.....	138
SITIOS ELECTRONICOS.....	139
CATÁLOGO.....	140

INDICES DE TABLAS Y FIGURAS

TABLAS

Tabla 3.1. Operacionalización de la variable Independiente.....	46
Tabla 3.2. Operacionalización de la variable Dependiente.....	47
Tabla 4.1. Resultados de los parámetros de rendimiento de la Bomba centrífuga antes de la cavitación.	61
Tabla 4.2. Aplicación de las leyes de afinidad en los parámetros de rendimiento de la bomba centrífuga del banco de pruebas.	63
Tabla 4.3: Resultados de los cálculos de $NPSH_{Requerido}$	67
Tabla 4.4: $NPSH_{Requerido}$ para cada punto de operación de la bomba del banco de pruebas.	68
Tabla 4.5: Resultados de los parámetros de rendimiento de la Bomba centrífuga después del tiempo de funcionamiento en régimen de cavitación.	80

Tabla 4.6: Verificación de la Hipótesis del efecto que tiene la cavitación en la bomba con respecto a la TDH.	88
Tabla 4.7: Verificación de la Hipótesis del efecto que tiene la cavitación en la bomba con respecto a la Potencia de entrada.	90
Tabla 4.8: Verificación de la Hipótesis del efecto que tiene la cavitación en la bomba con respecto a la Eficiencia.	92
Tabla 4.9: Verificación de la Hipótesis del efecto que tiene la cavitación en la bomba con respecto al Ruido.	94
Tabla 6.1. Geometría de la bomba y características principales del rodete.	104
Tabla 6.2. Estadísticos de la malla.	112
Tabla 6.3. Resumen datos en el dominio predeterminado del fluido.	123
Tabla 6.3. Casos de análisis	126
Tabla 6.4. Resumen datos en el dominio predeterminado del fluido a 1750 rpm....	130
Tabla 6.5. Resumen datos en el dominio predeterminado del fluido a 3500 rpm....	134
Tabla 6.6. Comparación de resultados de la experimentación realizada en el modelo de simulación de la bomba.	135

FIGURAS

Figura 2.1. Red de categorías fundamentales.	8
Figura 2.2. Clasificación de máquinas de fluido.	9
Figura 2.3. Bomba Centrífuga, Disposición, Esquema y Perspectiva	11
Figura 2.4. Sistema de flujo de fluido que ilustra la ecuación general de la energía.	13
Figura 2.5. Carga de succión negativa, nivel de fluido debajo de la bomba.	20
Figura 2.6. Carga de succión positiva, nivel de fluido sobre la bomba	21
Figura 2.7. Representación de los símbolos ISO del tanque o depósito hidráulico....	22
Figura 2.8. Elementos que conforman un Sistema de Bombeo	22
Figura 2.9. Curvas de rendimiento de una bomba centrífuga	24
Figura 2.10. Triangulo de potencias.	27
Figura 2.11. Detalles de la línea de succión de la bomba y definición de términos para el cálculo de la NPSH.	29
Figura 2.12. Curvas del NPSH disponible y NPSH requerido.	31

Figura 2.13. Etapas de Cavitación	32
Figura 2.14. Colapso de las Burbujas de Vapor.....	35
Figura 2.15. Zona donde puede producirse el fenómeno de Cavitación.....	37
Figura 2.16. Picaduras por Cavitación	39
Figura 2.17. Daños de la Cavitación	40
Figura 4.1. Banco de pruebas “Bombas Centrífugas”.....	49
Figura 4.2. Componentes del tablero de medición y control eléctrico de la bomba..	50
Figura 4.3. Componentes del tablero de medición y control hidráulico de la bomba	50
Figura 4.4. Accesorios, equipos y componentes utilizados en el banco de pruebas..	51
Figura 4.5. Esquema del sistema de bombeo del banco de pruebas	53
Figura 4.6. Esquema de medición de presiones en el banco de pruebas.....	58
Figura 4.7. Curva de Altura vs Caudal de la bomba aplicado las leyes de afinidad para un valor constante de revoluciones de 1750 rpm.	64
Figura 4.8. Curva de desempeño y características de la bomba centrífuga modelo 3656/3756 grupo S.	65
Figura 4.9. Comparación de curvas de la bomba del catálogo con la bomba del banco de pruebas aplicado las leyes de afinidad.	66
Figura 4.10. Generación de cavitación en la bomba centrífuga por efecto del cierre de la válvula de succión.	70
Figura 4.11. Lectura de los valores en el tablero de medición hidráulica cuando la válvula de succión está cerrada 60° grados.	71
Figura 4.12. Efecto de la cavitación en el rodete de la bomba.....	78
Figura 4.13: Resultados del TDH vs Caudal de la bomba antes de generar cavitación en la misma.	81
Figura 4.14: Resultados de la Potencia de entrada vs Caudal de la bomba antes de generar cavitación en la misma.	82
Figura 4.15: Resultados de la Eficiencia vs Caudal de la bomba antes de generar cavitación en la misma.	83
Figura 4.16: Resultados del Ruido vs Caudal de la bomba antes de generar cavitación en la misma.	83
Figura 4.17: Resultados de TDH vs Caudal de la bomba después del funcionamiento en régimen de cavitación.....	84

Figura 4.18: Resultados de la Potencia de entrada vs Caudal de la bomba después del funcionamiento en régimen de cavitación.....	85
Figura 4.19: Resultados de la Eficiencia vs Caudal de la bomba después del funcionamiento en régimen de cavitación.....	85
Figura 4.20: Resultados del Ruido vs Caudal de la bomba después del funcionamiento en régimen de cavitación.....	86
Figura 4.21: Diferencia gráfica de las curvas de TDH antes y después de la cavitación.	89
Figura 4.22: Diferencia gráfica de las curvas de la Potencia de entrada antes y después de la cavitación.	91
Figura 4.23: Diferencia gráfica de las curvas de Eficiencia de la bomba antes y después de la cavitación.	93
Figura 4.24. Diferencia gráfica de las curvas de Ruido de la bomba antes y después de la cavitación.	95
Figura 6.1. Modelado geométrico del rodete de la bomba.....	105
Figura 6.2. Características de la succión de la bomba.	105
Figura 6.3. Características de la descarga de la bomba.....	106
Figura 6.4. Modelación de la bomba.....	107
Figura 6.5. Esquema para simplificación del modelo geométrico.	108
Figura 6.6. Cuerpo de agua y simplificación del modelo geométrico para el análisis.....	109
Figura 6.7. Limpieza de geometría del modelo de análisis.....	110
Figura 6.8. Definición de regiones para el modelo de análisis.	111
Figura 6.9. Modelo mallado	111
Figura 6.10. Comparación análisis caso II.	114
Figura 6.11. Comparación análisis caso III.....	115
Figura 6.12. Comparación análisis caso IV	116
Figura 6.13. Trayectoria en línea del flujo del fluido en la bomba.....	117
Figura 6.14. Valores obtenidos en la experimentación.....	118
Figura 6.15. Resultados de la presión del fluido.....	119
Figura 6.16. Resultados de los puntos de presión de la entrada a la salida de la bomba.....	120

Figura 6.17. Presiones en el contorno de un álabe del rodete.	121
Figura 6.18. Variación de presión entre el cubo y la pared del impulsor o rodete. .	122
Figura 6.19. Progresión de la cavitación y valor de transferencia de masa.	124
Figura 6.20. Comparación de la experimentación vs la simulación CFD de la cavitación.	125
Figura 6.21. Resultados de la presión del fluido a 1750 rpm.	127
Figura 6.22. Resultados de los puntos de presión de la entrada a la salida de la bomba a 1750 rpm.	128
Figura 6.23. Presiones en el contorno de un álabe del rodete a 1750 rpm.	128
Figura 6.24. Variación de presión entre el cubo y la pared del impulsor o rodete a 1750 rpm.	129
Figura 6.25. Resultados de la presión del fluido a 3500 rpm.	131
Figura 6.26. Resultados de los puntos de presión de la entrada a la salida de la bomba a 3500 rpm.	132
Figura 6.27. Presiones en el contorno de un álabe del rodete a 3500 rpm.	133
Figura 6.28. Variación de presión entre el cubo y la pared del impulsor o rodete a 3500 rpm.	133

RESUMEN EJECUTIVO

El presente estudio analiza el fenómeno de cavitación en una bomba centrífuga de 1HP y evalúa el efecto que ésta ocasiona en los parámetros de rendimiento. Para esto en primer lugar se investigó las causas que generan cavitación, así como también el mecanismo que tiene este fenómeno dentro en un sistema de bombeo, posterior a esto se realizó un esquema hidráulico que nos sirva para analizar este fenómeno y se decidió utilizar el Banco de Pruebas Hidráulicas “Bombas Centrífugas” del laboratorio de hidráulica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, con el banco en disposición para su uso, se programó realizar procedimientos para tomar datos de rendimiento energético y observar el efecto que tenía la cavitación sobre la bomba, luego se analizará todo lo ocurrido en el banco de pruebas.

Posteriormente a la toma de datos se analizó los resultados obtenidos del rendimiento de la bomba y se justificó los procedimientos realizados con cálculos, conceptos teóricos y experimentales; para luego concluir con valores cuantitativos y cualitativos que en efecto la cavitación genera problemas en la bomba centrífuga. Consecuente a esto se recomendó pautas para tener en cuenta al realizar el estudio.

Finalmente se propone realizar una simulación computarizada del fluido en la bomba centrífuga para analizar y observar las presiones de flujo así como también la generación de cavitación. La simulación debe acercarse en lo posible a la realidad para obtener valores bastante cercanos a los obtenidos en la práctica experimental. Una vez que la simulación sea aceptable se procederá a comparar datos con la realidad y se realizarán cambios en las condiciones del fluido para evaluar su efecto.

CAPITULO I

1. EL PROBLEMA

1.1. TEMA

ESTUDIO DEL FENÓMENO DE LA CAVITACIÓN EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA DE 1 HP Y SU INFLUENCIA EN LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO ENERGÉTICO EN LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA.

1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.2.1. CONTEXTUALIZACIÓN DEL PROBLEMA

Al abordar el problema, primero se deberá ubicar en un contexto técnico, socio económico, así, desde años atrás las bombas centrífugas son máquinas ampliamente utilizadas en el ámbito industrial en América Latina, debido a la simplicidad en su diseño, alta eficiencia, amplio rango de capacidad y mantenimientos sencillos. Entre las fallas de tipo hidráulico que se presentan con mayor frecuencia en las bombas centrífugas se encuentra la cavitación, esto es producto de deficiencias en la instalación u operación del sistema y ocasiona impulsos de vibración, ruido, desgaste de componentes de la bomba, disminución e irregularidad en la entrega de líquido, entre otras alteraciones que finalmente repercuten en la vida útil de la máquina. Entonces presentándose la cavitación como un fenómeno común en el funcionamiento de estas máquinas los ingenieros hacen lo posible para evitar sus efectos perjudiciales realizando estudios del comportamiento de este fenómeno. En Ecuador las bombas centrífugas son equipos de bombeo muy utilizados, por ejemplo en una planta típica de petróleo la mayoría de las bombas son centrífugas entonces prevenir el fenómeno de cavitación es algo que sin duda se debe tomar en cuenta en sistemas de bombeo; por eso profesionales, docentes y estudiantes de ingeniería mecánica estudian los aspectos técnicos de las bombas centrífugas con la ayuda de investigaciones

teóricas y experimentales con el objetivo de observar el comportamiento que tienen las bombas en diversas condiciones de funcionamiento. Las siguientes universidades: Técnica de Ambato y Escuela Politécnica del Ejército realizaron estudios de parámetros técnicos de bombas centrífugas pero no del comportamiento de fenómenos como la cavitación así que realizar un estudio acerca del tema ayudaría a entender mejor el funcionamiento de la bomba centrífuga.

1.2.2. ANÁLISIS CRÍTICO

En la actualidad la presencia de cavitación en bombas centrífugas durante su funcionamiento es debido a las inadecuadas condiciones de trabajo, los cambios de presión generados en la succión son los principales causantes de la presencia de este fenómeno, estas variaciones de presión deben ser muy bien controladas porque de no ser así se producen cambios de estado en el fluido generando la presencia de burbujas de vapor en el líquido las mismas que crecerán y viajarán en el flujo hasta llegar a zonas de alta presión donde colapsarán y provocarán una variedad de problemas. Aunque se conoce el principio básico de la formación de cavitación este es poco comprendido debido a que las bombas no siempre son utilizadas a las mismas condiciones de trabajo por eso realizar un estudio de este fenómeno nos ayudará a prevenir y controlar mejor este problema, así, se podrá optimizar el rendimiento y funcionalidad de la bomba centrífuga.

1.2.3. PROGNOSIS

Al no realizar la investigación en lo referente al estudio del fenómeno de cavitación en bombas centrífugas el problema continuará siendo poco entendido, a su vez los efectos perjudiciales de este fenómeno continuarán siendo el principal causante de la pérdida de rendimiento en las bombas llevando consigo una reducción de vida útil de la máquina y de los elementos que constituyen un sistema de bombeo de líquido. Además si no se profundiza el estudio de los efectos causantes de la cavitación la industria seguirá sin controlar el fenómeno y

los costos de mantenimiento por las fallas que sufren los componentes del sistema de bombeo se elevarán.

1.2.4. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Con el estudio del fenómeno de la cavitación en una bomba centrífuga de 1 HP se podrá mejorar los parámetros de rendimiento energético en la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica?

1.2.5. PREGUNTAS DIRECTRICES

¿Cuáles son las situaciones hidráulicas que provocan cavitación en una bomba centrífuga?

¿Cómo se caracteriza el mecanismo de la cavitación en una bomba centrífuga?

¿Cuáles son las zonas afectadas en la bomba centrífuga si se presenta cavitación?

¿Qué rendimiento energético tendrá la bomba centrífuga si funciona en condiciones de cavitación?

¿Con la realización del estudio se podrá evaluar resultados teóricos con experimentales?

1.2.6. DELIMITACIÓN DEL PROBLEMA

1.2.6.1. DELIMITACIÓN DE CONTENIDO

El siguiente estudio se llevará a cabo en los parámetros científicos de investigación del campo de la Ingeniería Mecánica con el estudio de la cátedra de Sistemas Hidráulicos, tomando en consideración fuentes de consulta como: internet y libros de la biblioteca de la facultad, se delimita así:

Campo: Educación Técnica – “Ingeniería Mecánica”.

Área Académica: Energías

Aspecto: Laboratorios de Hidráulica y Energías

Tema: Estudio del fenómeno de la cavitación en una bomba centrífuga de 1 HP y su influencia en los parámetros de rendimiento energético.

1.2.6.2. DELIMITACIÓN ESPACIAL

El presente estudio se realizará en la ciudad de Ambato sector Huachi Chico, en los predios de la Universidad Técnica de Ambato, en los Laboratorios de Hidráulica y Energías de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

1.2.6.3. DELIMITACIÓN TEMPORAL

El tiempo para realizar esta investigación será en un periodo de: Enero 2014 – Noviembre 2014.

1.3. JUSTIFICACIÓN

El escenario para el trabajo es dar importancia a las actividades investigativas respecto a la operatividad que realiza una máquina. Esta investigación se da debido a que las actividades de mantenimiento muchas veces no se las previene con anticipación, por consiguiente, este factor motiva a realizar estudios sobre cualquier medio que permita prevenir y controlar dichas acciones brindando resultados en términos de confiabilidad. Las actividades de mantenimiento generalmente se lo realizan a los equipos y máquinas críticas de un ciclo debido a las circunstancias de funcionamiento a las que están sometidos.

Las bombas centrífugas son máquinas muy utilizadas en el ámbito industrial, por ejemplo, de los equipos y máquinas de bombeo instalados en una planta de petróleo la mayoría son bombas centrífugas, estas se caracterizan por la simplicidad en su diseño, alta eficiencia, amplio rango de capacidad y mantenimiento sencillo. Entre las fallas de tipo hidráulico que se presentan con mayor frecuencia en bombas centrífugas se encuentra la cavitación. Esta anomalía es producto de deficiencias en la instalación u operación del sistema y ocasionan: impulsos de vibración, ruido, desgaste componentes de la bomba, flexiones del eje y disminución e irregularidades en la entrega del líquido, entre otras alteraciones que repercuten en la vida útil de la máquina.

Las bombas centrífugas pierden rendimiento con la presencia de cavitación, entonces, lograr comprender y controlar el comportamiento del fenómeno evitará gastos innecesarios de operación y mantenimiento.

El presente estudio es factible de realizarlo, se cuenta con la bibliografía, laboratorios y equipos necesarios para el desarrollo del mismo, además cuenta con el conocimiento y experiencia del personal calificado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

1.4. OBJETIVOS

1.4.1. OBJETIVO GENERAL

- Analizar el fenómeno de la cavitación en una bomba centrífuga de 1 HP y su influencia en los parámetros de rendimiento energético.

1.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar las situaciones hidráulicas que provocan cavitación en una bomba centrífuga.
- Describir el mecanismo de la cavitación en una bomba centrífuga.
- Definir las zonas afectadas en una bomba centrífuga que presenta cavitación.
- Evaluar los resultados teóricos y experimentales de los parámetros de rendimiento energético de una bomba centrífuga que presenta cavitación.

CAPITULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

Para el presente estudio se ha tomado como referencia investigaciones realizadas con anterioridad, las mismas que se detallan a continuación:

Autores: Jorge Luis Reyes De la Cruz, Gerardo Ruiz Chavarría, Sergio Hernández Zapata.

Año de publicación: 2010

Lugar:

- Facultad de Metalurgia y Electromecánica, Departamento de Mecánica, Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, Holguín, Cuba, Las Coloradas.
- Facultad de Ciencias, Universidad Nacional Autónoma de México, Circuito exterior de Ciudad Universitaria, Distrito Federal.

Tema: “Un experimento de enseñanza e investigación sobre el fenómeno de la cavitación en bombas centrífugas”

Conclusiones:

Se obtuvo con precisión el comportamiento de la presión en las diferentes secciones de la instalación evidenciando la caída de presión que ocurre en el impulsor de la bomba centrífuga al establecer regulaciones del caudal que circulaba por la instalación producto al fenómeno de la cavitación.

La instalación experimental constituye un experimento viable para la enseñanza e investigación del fenómeno de la cavitación en bombas centrífugas pequeñas,

representando una buena herramienta de trabajo para los estudiantes de la licenciatura en Física e Ingenierías que lleven a cabo sus prácticas en el Laboratorio de Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas para visualizar y entender las inestabilidades hidrodinámicas que presenta el fluido al circular por la tuberías de un sistema hidráulico.

Se debe destacar que la instalación constituye una alternativa para comprender, investigar y establecer regulaciones de los parámetros de funcionamiento de los sistemas hidráulico, siendo esta una solución en la interpretación de la ocurrencia de los túneles de cavitación, que se ha construido con materiales que son fáciles de conseguir.

Se recomienda además equipar a la instalación con dispositivo tecnológico avanzado que permitan identificar el comportamiento de la temperatura en el interior de la voluta de la bomba centrífuga, de manera que sea posible el registro y control de esta, para cuantificar de manera precisa el cambio de fase de las burbujas de vapor de forma sofisticada como se realiza el control de la variación de la presión en esta zona del impulsor. (Reyes, Ruiz & Hernández, 2013, pp.923-924)

2.2. FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA

El rendimiento energético de las bombas centrífugas en la industria de nuestro país cada vez va siendo mejor debido a la prevención y control de los problemas que estas tienen en su funcionamiento, es por eso que el desarrollo de este estudio está orientado al entendimiento del fenómeno de cavitación para que sea un aporte de conocimiento al sector industrial y se puede evitar los efectos de dicho problema.

2.3. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA

Fundamentar este trabajo de investigación exige recopilar información de carácter bibliográfico, documental y electrónico, tomando en cuenta la categorización de los temas tendremos una red de categorías que se detalla en la siguiente sección.

2.4. RED DE CATEGORÍAS FUNDAMENTALES

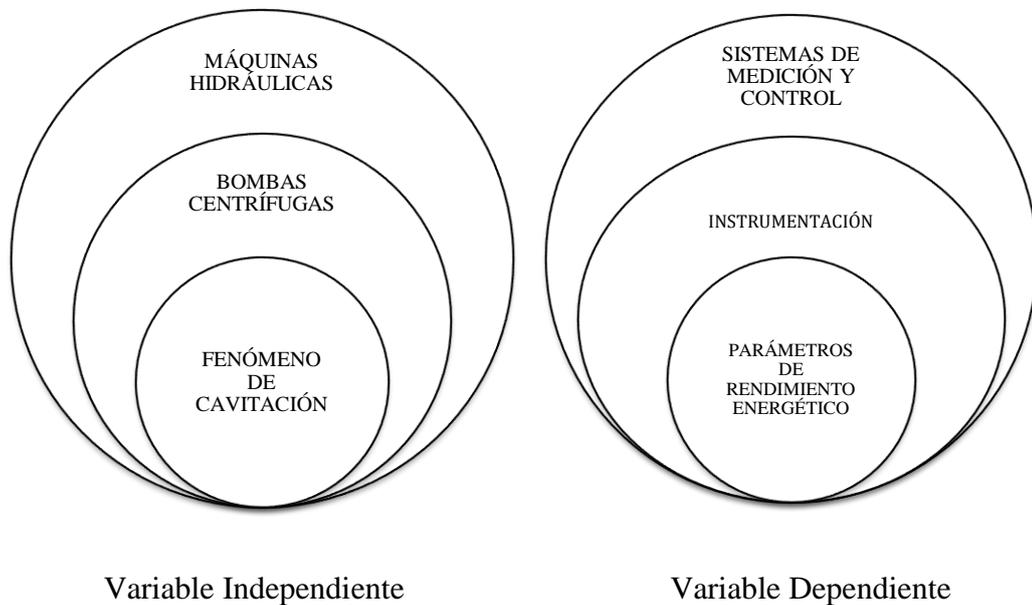


Figura 2.1. Red de categorías fundamentales.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

2.4.1. MÁQUINAS HIDRÁULICAS

2.4.1.1. DEFINICIÓN Y CLASIFICACIÓN DE MÁQUINAS HIDRÁULICAS

Una máquina hidráulica o de fluido son aquellas que intercambian energía de fluido y energía mecánica, estas máquinas son aquellas en que el fluido, o bien proporcionan la energía (por ejemplo en turbinas) o bien aquellas en que el fluido es el receptor de la energía (por ejemplo bombas) (Mataix, 1986).

Las máquinas hidráulicas se clasifican como se ve a continuación.



Figura 2.2. Clasificación de máquinas de fluido.

Fuente: (González, 2013).

En la figura 2.2, se identifica la clasificación de máquinas de fluido, se ve claramente que una bomba se encuentra en la categoría de turbo máquinas generadoras. También se observa las distintas categorías que existen para máquinas de fluido.

2.4.2. GENERALIDADES DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

2.4.2.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO Y COMPONENTES

Las bombas centrífugas mueven un cierto volumen de líquido entre dos niveles, entonces son máquinas hidráulicas que transforman un trabajo mecánico en otro de tipo hidráulico. Los elementos que consta una instalación son: (Fernández, 2013).

a) Una tubería de aspiración, que se concluye prácticamente en la brida de aspiración o succión de la bomba.

b) El impulsor o rodete, formado por un conjunto de álabes que pueden adoptar diversas formas, según la misión a que vaya a ser destinada la bomba, los cuales giran dentro de una carcasa circular. El rodete es accionado por un motor, y va unido solidariamente al eje, siendo la parte móvil de la bomba (Fernández, 2013).

El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta la entrada del rodete, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial, (en las centrífugas), o permaneciendo axial, (en las axiales), acelerándose y absorbiendo un trabajo (Fernández, 2013).

Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, creando una altura dinámica de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando también su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación (Fernández, 2013).

c) **La voluta** es un órgano fijo que está dispuesta en forma de caracol alrededor del rodete, a su salida, de tal manera que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior, y va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión. Su misión es la de recoger el líquido que abandona el rodete a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarle hacia la brida de impulsión de la bomba (Fernández, 2013).

La voluta es también un transformador de energía, ya que frena la velocidad del líquido, transformando parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión, que crece a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta, presión que se suma a la alcanzada por el líquido en el rodete. En algunas bombas existe, a la salida del rodete, una corona directriz de álabes que guía el líquido antes de introducirlo en la voluta (Fernández, 2013).

d) **Una tubería de impulsión**, instalada a la salida de la voluta, por la que el líquido es evacuado a la presión y velocidad creadas en la bomba.

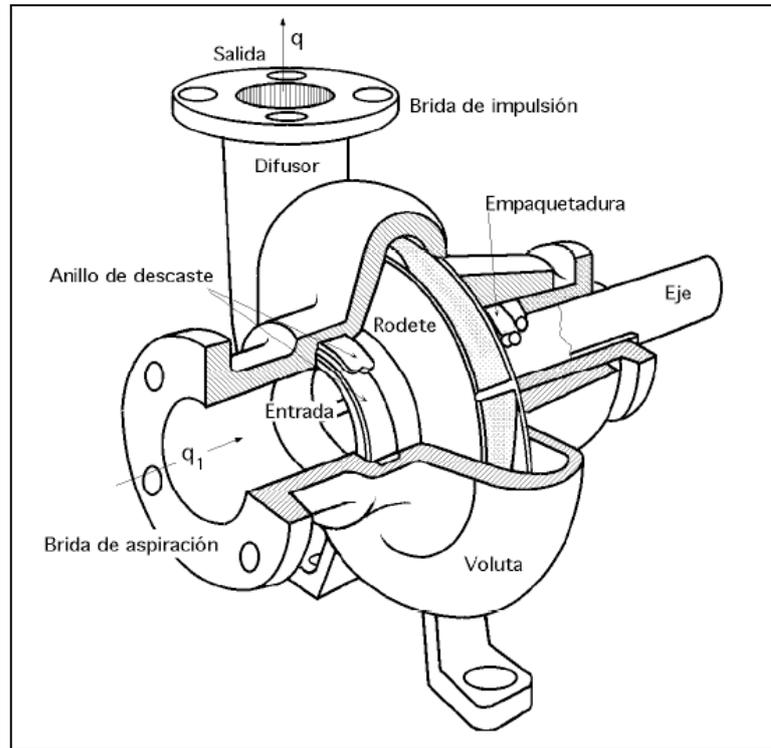


Figura 2.3. Bomba Centrífuga, Disposición, Esquema y Perspectiva

Fuente: (Fernández, 2013).

Estos son, en general, los componentes de una bomba centrífuga aunque existen distintos tipos y variantes. La estructura de las bombas centrífugas es análoga a la de las turbinas hidráulicas, salvo que el proceso energético es inverso; en las turbinas se aprovecha la altura de un salto hidráulico para generar una velocidad de rotación en la rueda, mientras que en las bombas centrífugas la velocidad comunicada por el rodete al líquido se transforma, en parte, en presión, lográndose así su desplazamiento y posterior elevación (Fernández, 2013).

2.4.2.2. CONCEPTOS DE MECÁNICA DE FLUIDOS

2.4.2.2.1. CONCEPTOS GENERALES

A. TASA DE FLUJO DE UN FLUIDO

La cantidad de fluido que pasa por un sistema por unidad de tiempo puede expresarse por medio de tres términos distintos:

El *flujo volumétrico* Q , es el volumen de fluido que circula en una sección por unidad de tiempo.

El *flujo en peso* W , es el peso del fluido que circula en una sección por unidad de tiempo.

El *flujo másico* M , es la masa de fluido que circula en una sección por unidad de tiempo.

El flujo volumétrico es el más importante de los tres, y se calcula con la siguiente ecuación (Mott, 2006).

$$Q = A \cdot v \ ; \ Ecuación \ 2.1$$

Dónde:

A es el área de la sección transversal donde circula el flujo.

v es la velocidad promedio del flujo.

Al consultar el SI, obtenemos las unidades del Q del modo siguiente:

$$Q = A \cdot v = m^2 \times \frac{m}{s} = \frac{m^3}{s}$$

B. ECUACIÓN GENERAL DE LA ENERGÍA

La ecuación general de la energía es como una extensión de la ecuación de Bernoulli, lo que posibilita resolver problemas en los que hay pérdida y ganancia de energía. En la figura 2.4 se aprecia la interpretación lógica de la ecuación de la energía, la cual representa un sistema de flujo. Los términos E'_1 y E'_2 denotan la energía que posee el fluido por unidad de peso en las secciones 1 y 2, respectivamente. Se muestran las energías agregadas (h_A), removidas (h_R) y pérdidas (h_L). Para un sistema tal, la expresión del principio de conservación de la energía es (Mott, 2006).

$$E'_1 + h_A - h_R - h_L = E'_2$$

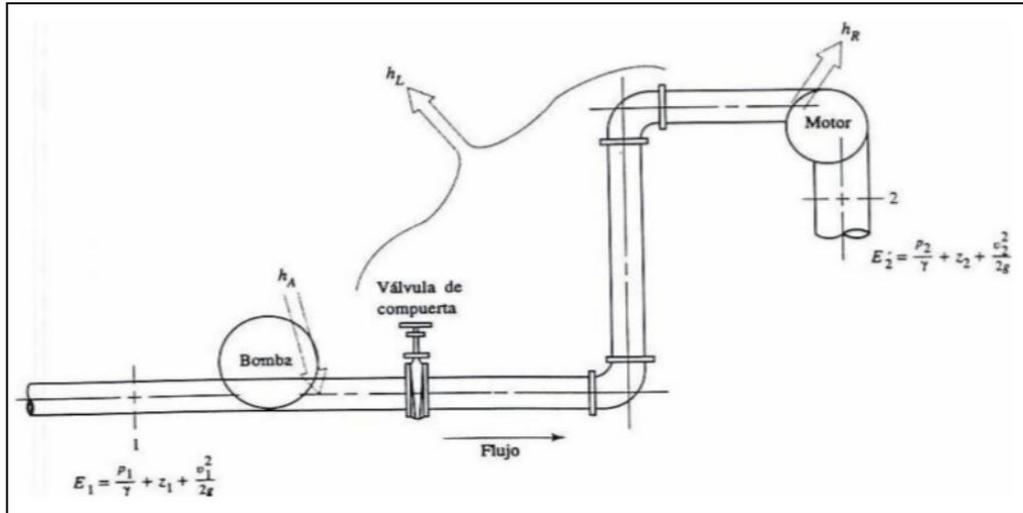


Figura 2.4. Sistema de flujo de fluido que ilustra la ecuación general de la energía.

Fuente: (Mott, 2006).

La energía que posee el fluido por unidad de peso es

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad ; \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Dónde:

P/γ = Carga de presión del sistema.

Z = Carga de elevación del nivel de fluido.

$v^2/2g$ = Carga de velocidad de flujo.

h_A = Energía añadida o agregada al fluido mediante un dispositivo mecánico como puede ser una bomba.

h_R = Energía removida o retirada del fluido mediante un dispositivo mecánico, podría ser un motor del fluido.

h_L = Pérdida de energía por parte del sistema, debida a la fricción en los conductos, o pérdidas menores debida a la presencia de válvulas y conectores.

Esta es la forma de la ecuación de la energía. Igual que en la ecuación de Bernoulli, cada término de la ecuación 2.2 representa una cantidad de energía por unidad de peso de fluido que circula por el sistema. Las unidades comunes del SI

son N^*m/N , o metros. Las del Sistema Tradicional de Estados Unidos son lb-pie/lb, o pies (Mott, 2006).

Es esencial que la ecuación general de la energía se escriba *en la dirección del flujo*, es decir, *desde* el punto de referencia en el lado izquierdo de la ecuación hacia aquel en el lado derecho. Los signos algebraicos tienen importancia crucial porque el lado izquierdo de la ecuación 2.2 establece que en un elemento de fluido que tenga cierta cantidad de energía por unidad de peso en la sección 1, podría ganarse energía ($+h_A$), removerse energía ($-h_R$) o perderse energía ($-h_L$), antes de que alcance la sección 2. Ahí contiene una cantidad diferente de energía por unidad de peso, como lo indican los términos en el lado derecho de la ecuación (Mott, 2006).

C. NÚMERO DE REYNOLDS

El comportamiento de un fluido, en particular en lo que se refiere a las pérdidas de energía, depende de que el flujo sea laminar o turbulento, como se demostrara después. Por esta razón, se necesita un medio para predecir el tipo de flujo sin tener que observarlo en realidad. Más aun, la observación directa es imposible para fluidos que van por tubos opacos. Se demuestra en forma experimental y se verifica de modo analítico, que el carácter del flujo en un tubo redondo depende de cuatro variables: la densidad del fluido ρ , su viscosidad dinámica η , el diámetro del tubo D y la velocidad promedio del fluido v . Osborne Reynolds fue el primero en demostrar que es posible pronosticar el flujo laminar o turbulento si se conoce la magnitud de un número adimensional, al que hoy se le denomina número de Reynolds (N_R). La ecuación siguiente muestra la definición básica del número de Reynolds (Mott, 2006).

$$N_R = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\eta} = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad ; \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Dónde:

v = Velocidad promedio del fluido.

D = Diámetro de la tubería donde circula el flujo.

ρ = Densidad del fluido.

η = Viscosidad dinámica del fluido.

ν = Viscosidad cinemática del fluido.

Estas dos formas de la ecuación son equivalentes debido a que $\nu = \eta/\rho$.

Los flujos que tienen un número de Reynolds grande, típicamente debido a una alta velocidad o a una baja viscosidad, o ambas, tienden a ser turbulentos. Aquellos fluidos que poseen una alta viscosidad y/o que se mueven a bajas velocidades tendrán un número de Reynolds pequeño y tenderán a ser laminares (Chamorro, 2013).

Si $N_R < 2000$ el flujo es laminar

Si $N_R > 4000$ el flujo es turbulento

Para números de Reynolds comprendidos entre 2000 y 4000 es imposible predecir el tipo de flujo, por lo que dicho intervalo se conoce como región crítica.

Es posible demostrar que el número de Reynolds es adimensional, con la sustitución de las unidades estándar del SI en la ecuación 2.3:

$$N_R = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\eta} = v \times D \times \rho \times \frac{1}{\eta}$$
$$N_R = \frac{m}{s} \times m \times \frac{kg}{m^3} \times \frac{m \cdot s}{kg}$$

D. ECUACIÓN DE DARCY PARA CALCULAR PÉRDIDAS DE ENERGÍA

La magnitud de la pérdida de energía (pérdidas mayores) al interior de un conducto depende de:

- Las propiedades del fluido.
- La velocidad de flujo.
- Tamaño del conducto.
- La rugosidad de la pared del conducto.
- La longitud del conducto. (Chamorro, 2013, p. 4)

En la ecuación general de la energía.

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Al término h_L se le definió como la pérdida de energía en el sistema. Una componente de la pérdida de energía es la fricción en el fluido que circula. Para el caso de flujo en tuberías y tubos, la fricción es proporcional a la carga de velocidad del flujo y a la relación de la longitud al diámetro de la corriente. Esto se expresa en forma matemática como la ecuación de Darcy (Mott, 2006).

$$h_L = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} ; \text{ Ecuación 2.4}$$

Dónde:

h_L = Pérdida de energía debido a la fricción (N-m/N, m, lb-pie/lb o pies).

L = longitud de la corriente del flujo (m o pies).

D = diámetro de la tubería (m o pies).

v = velocidad promedio del flujo (m/s o pies/s).

f = factor de fricción (adimensional).

La ecuación de Darcy se utiliza para calcular la pérdida de energía debido a la fricción en secciones rectilíneas y largas de tubos redondos, tanto para flujo laminar como turbulento. La diferencia entre los dos flujos está en la evaluación del factor de fricción adimensional f . (Mott, 2006, p. 233)

E. ECUACIONES PARA EL FACTOR DE FRICCIÓN

El tan conocido diagrama de Moody (ver Anexo B7) es un medio exacto y conveniente, que basta para determinar el valor del factor de fricción al resolver problemas con cálculos manuales. Sin embargo, si los cálculos han de ser automáticos para llegar a la solución en una computadora o calculadora programable, necesitamos ecuaciones para el factor de fricción. Las ecuaciones

que utilizó Moody en su obra son la base del enfoque computacional. Pero esas ecuaciones son engorrosas y requieren un enfoque iterativo. A continuación presentamos dos ecuaciones que permiten obtener la solución directa para el factor de fricción. Una cubre el flujo laminar y la otra se emplea en el turbulento. En la *zona de flujo laminar*, para valores por debajo de 2000, f se obtiene con la siguiente ecuación (Mott, 2006).

$$f = 64/N_R$$

Esta relación, aparece en el diagrama de Moody como línea recta en el lado izquierdo de la gráfica. Por supuesto, para números de Reynolds entre 2000 y 4000, el flujo está en el rango crítico y es imposible de predecir el valor de f . La ecuación siguiente, que permite el cálculo directo del valor del factor de fricción para flujo turbulento, la desarrollaron P. K. Swamee y A. K. Jain (Mott, 2006).

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\epsilon} \right)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2} \quad : \text{ Ecuación 2.5}$$

Dónde:

D = Diámetro de la sección transversal de circulación del flujo.

N_R = Número de Reynolds.

ϵ = rugosidad del material.

También D/ϵ se la conoce como rugosidad relativa del material.

F. COEFICIENTE DE RESISTENCIA

Dispositivos externos, tales como válvulas y conectores, al controlar o modificar la dirección y/o la rapidez de flujo, también hacen que la energía se disipe en forma de calor. En general, las pérdidas debidas a la presencia de válvulas y conectores son pequeñas si se comparan con aquellas producidas en la tubería misma. Por esta razón se les llama pérdidas menores (Chamorro, 2013).

Por lo general los valores experimentales de las pérdidas de energía se reportan en términos de un coeficiente de resistencia K como sigue:

$$h_L = K \left(\frac{v^2}{2g} \right) ; \text{ Ecuación 2.6}$$

Dónde:

h_L = Pérdida menor en el accesorio, expansiones o contracciones de tubería y válvulas.

K = Coeficiente de resistencia.

$v^2/2g$ = Carga de velocidad pero hay que tener en cuenta que v es la velocidad promedio del flujo en el tubo en la vecindad donde ocurre la pérdida menor.

El coeficiente de resistencia es adimensional debido a que representa una constante de proporcionalidad entre la pérdida de energía y la carga de velocidad. La magnitud del coeficiente de resistencia depende de la geometría del dispositivo que ocasiona la pérdida, y a veces de la velocidad de flujo. Igual que en la ecuación de la energía, la carga de velocidad $v^2/2g$ en la ecuación 2.6 se expresa por lo común en metros (o N*m/N de fluido en movimiento), en unidades del SI; o en pies, en unidades del sistema tradicional de Estados Unidos (o pie-lb/lb de fluido en circulación). Debido a que K es adimensional, la pérdida de energía tiene las mismas unidades (Mott, 2006).

G. COEFICIENTE DE RESISTENCIA PARA VÁLVULA Y ACOLPLAMIENTOS

La pérdida de energía que tiene lugar cuando el fluido circula por una válvula o acoplamiento se calcula con la ecuación 2.6, como ya se estudió para las pérdidas menores. Sin embargo, el método para determinar el coeficiente de resistencia K es diferente. El valor de K se reporta en la forma (Mott, 2006).

$$K = (Le/D) f_T$$

En la siguiente tabla se presenta el valor Le/D , llamado relación de longitud equivalente, y se considera constante para un tipo dado de válvula o acoplamiento.

El valor de Le se denomina longitud equivalente, y es la longitud de una tubería recta del mismo diámetro nominal que el de la válvula, la cual tendría la misma resistencia que ésta. El término D es el diámetro interior real de la tubería. El término f_T es el factor de fricción en la tubería a la que está conectada la válvula o acoplamiento, *que se da por hecho esta en la zona de turbulencia completa*. Los valores para f_T varían según el tamaño de la tubería y la válvula, lo que hace que el valor del coeficiente de resistencia K también varíe.

Entonces el procedimiento para calcular la pérdida de energía que causan las válvulas y accesorios de acoplamientos, por medio de la ecuación ($K = (Le/D) f_T$) es:

1. En la tabla 2.1, encontrar Le/D para la válvula o acoplamiento.

- 2a. Si la tubería es de acero nueva y limpia:
 - En la tabla 2.2, encontrar f_T ,

- 2b. Para tubo de otros materiales:
 - Determinar la rugosidad ϵ del tubo (ver anexo B3)
 - Calcular D/e .
 - Emplear el diagrama de Moody (ver Anexo B7), para determinar f_T en la zona de turbulencia completa.

3. Calcular $K = f_T (Le/D)$.

4. Calcular $h_L = K (v^2/2g)$, donde v es la velocidad en el tubo.

2.4.2.2.2. CONCEPTOS PARA BOMBAS CENTRÍFUGAS

A. CARGAS EN UN SISTEMA DE BOMBEO

A continuación se expondrán algunos de los términos más usados en la elección de bombas.

- **Caudal o capacidad de la bomba:** es el volumen de líquido impulsado por una bomba en una unidad de tiempo.
- **Carga estática de succión:** Es la distancia vertical desde el nivel de líquido de succión hasta la línea central de la bomba; ésta puede ser positiva o negativa dependiendo de que el nivel de fluido este encima o debajo de la bomba.

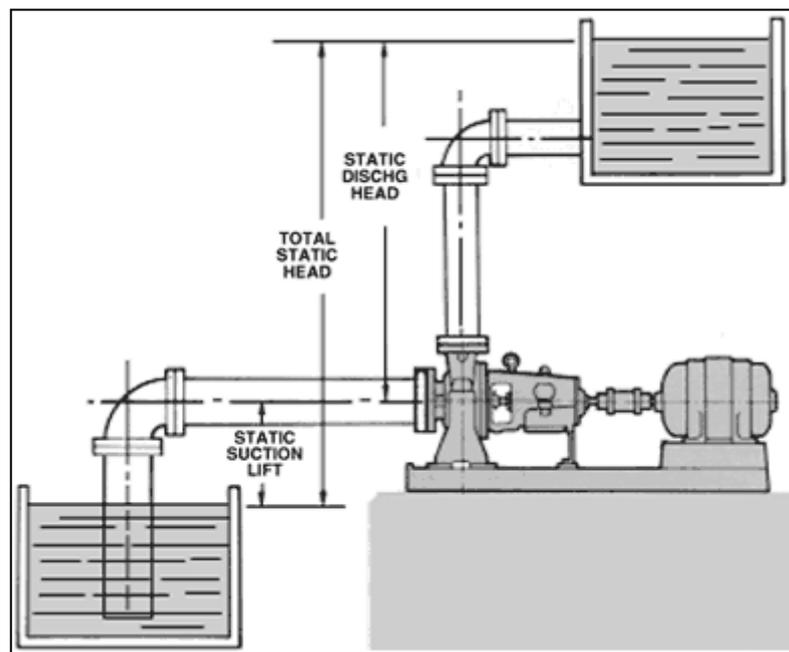


Figura 2.5. Carga de succión negativa, nivel de fluido debajo de la bomba

Fuente: (Bombas Centrífugas, 2013).

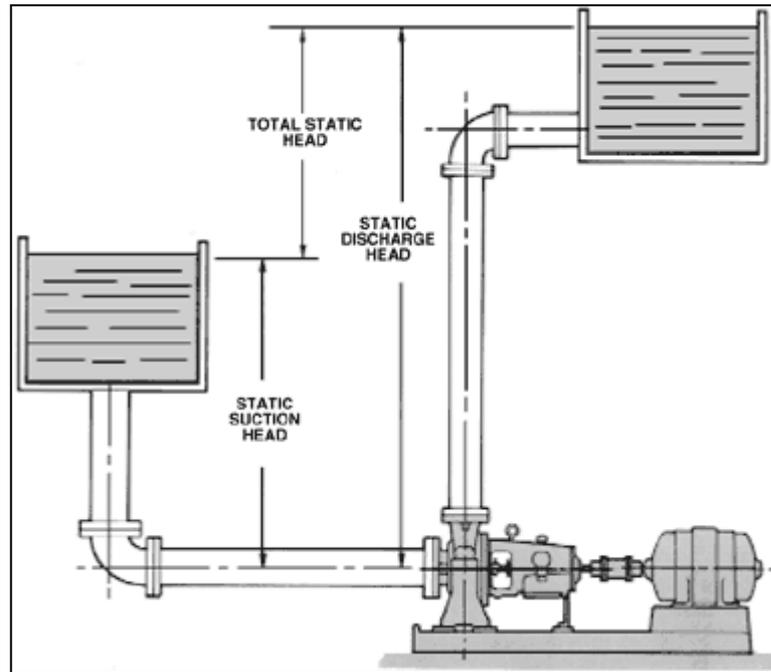


Figura 2.6. Carga de succión positiva, nivel de fluido sobre la bomba

Fuente: (Bombas Centrífugas, 2013).

- **Carga estática de descarga:** Es la distancia vertical desde el nivel de líquido de descarga y la línea central de la bomba.
- **Carga estática total:** Es la distancia vertical entre los niveles del líquido en los puntos de succión y descarga.
- **Carga de fricción:** Es la carga, expresada en unidades de longitud, necesaria para vencer la resistencia de las tuberías de succión, descarga y los accesorios que contenga el sistema.
- **Presión de succión:** Se refiere a la presión que tiene el fluido en el tanque o depósito de succión; el depósito puede ser abierto o presurizado.
- **Presión de descarga:** Se refiere a la presión que debe tener el fluido en el tanque o depósito de descarga; el depósito puede ser abierto o presurizado.

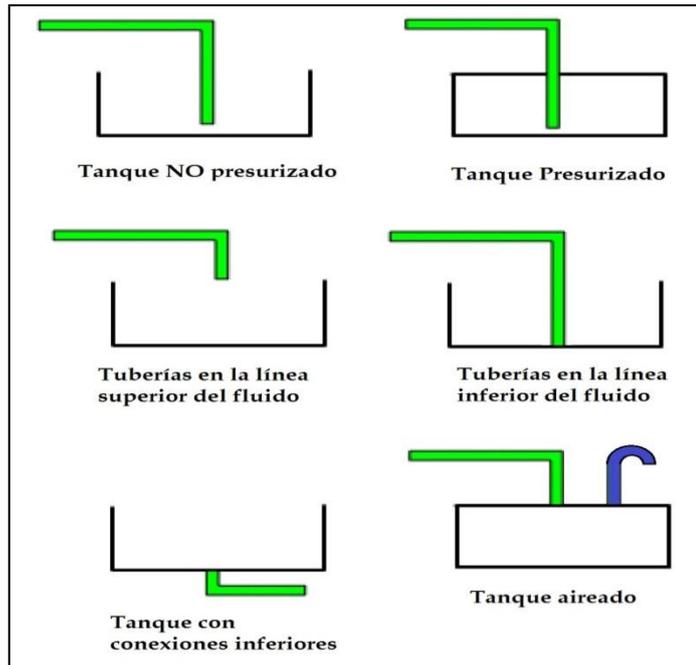


Figura 2.7. Representación de los símbolos ISO del tanque o depósito hidráulico.

Fuente: (Automatización industrial, 2013).

- **Carga de la bomba o altura de bombeo:** Caracteriza a la energía específica cedida por la bomba al líquido (IUT Federico Rivero Palacios, 2008).

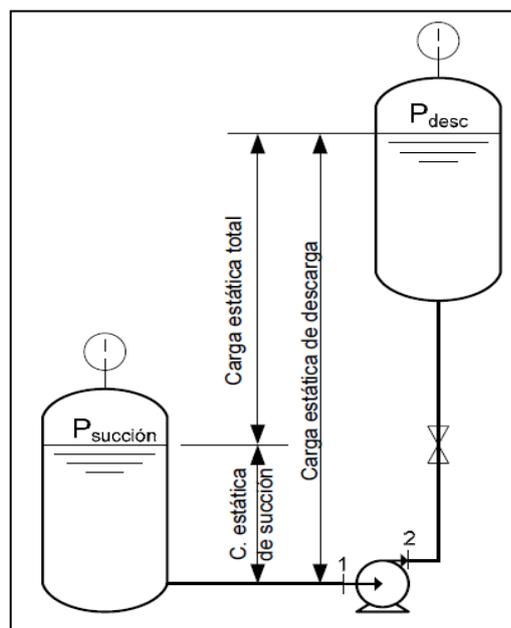


Figura 2.8. Elementos que conforman un Sistema de Bombeo

Fuente: (IUT Federico Rivero Palacios, 2008).

B. POTENCIA DE LA BOMBA AGREGADA AL FLUIDO

La potencia se define como la rapidez a que se realiza un trabajo. En la mecánica de fluidos se modifica dicho enunciado y se considera que la potencia es la rapidez con que se transfiere la energía. La potencia agregada al fluido se calcula de la siguiente manera (Mott, 2006).

$$P_A = h_A \cdot W$$

Como $W = \gamma Q$, también se escribe

$$P_A = h_A \cdot \gamma \cdot Q \quad ; \quad \text{Ecuación 2.7}$$

Dónde:

P_A = Potencia que se agrega al fluido.

γ = Peso específico del fluido que circula a través de la bomba.

Q = Flujo volumétrico del fluido.

D. EFICIENCIA MECÁNICA DE LAS BOMBAS

La eficiencia se define como el cociente entre la potencia entregada por la bomba al fluido y la potencia que recibe la bomba. No toda la potencia que recibe la bomba es entregada al fluido. Una buena parte de ella se pierde debido a la fricción. Por ello es necesario calcular la eficiencia mecánica de la bomba: (Chamorro, 2013).

$$e_m = \frac{\text{Potencia transmitida al fluido}}{\text{Potencia entrada a la bomba}} = \frac{PA}{PI} \quad ; \quad \text{Ecuación 2.8}$$

El valor de siempre será menor que 1.0

El valor de la eficiencia mecánica de las bombas no solo depende del diseño de estas, sino también de las condiciones en que operan, en particular de la carga total y del flujo volumétrico. Para las bombas centrífugas, utilizadas sobre todo

para transferir o hacer circular líquidos, la eficiencia va de 50 a 85%. (Mott, 2006, p. 207)

En la siguiente figura 2.9, se puede observar como es la tendencia de las curvas características de una bomba centrífuga.

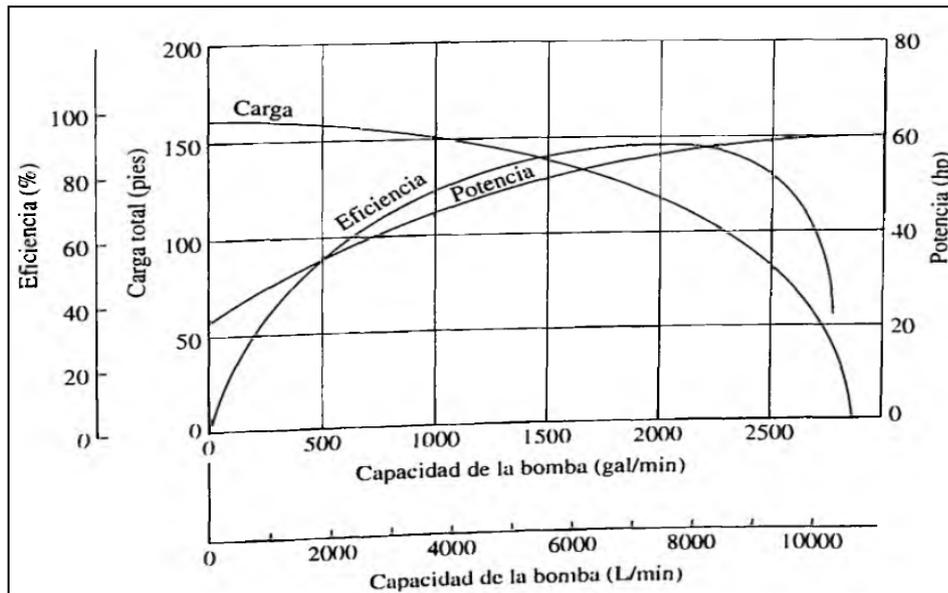


Figura 2.9. Curvas de rendimiento de una bomba centrífuga

Fuente: (Kenneth, 2013).

Están son las características principales del rendimiento de una bomba centrífuga, si bien los valores pueden cambiar para cada tipo de bomba la tendencia de las curvas se mantendrán.

E. LEYES DE AFINIDAD PARA BOMBAS CENTRÍFUGAS

La mayoría de las bombas centrífugas se operan a velocidades distintas para obtener capacidades variables. Además, una carcasa de bomba de tamaño dado es susceptible a dar acomodo a impulsores de diámetros diferentes. Es importante entender la manera en que varían la capacidad, la carga y la potencia, cuando se modifica la velocidad o el diámetro del impulsor. A continuación se presenta una lista de estas relaciones, denominadas *leyes de afinidad*.

El símbolo N se refiere a la velocidad de rotación del impulsor por lo general en revoluciones por minuto (r/min o rpm), Q se refiere al caudal generalmente en m^3/s , ha es la carga total en $N*m/N$ o simplemente en (metros) y P es la potencia requerida por la bomba en Watt o HP (Mott, 2006).

Como las leyes de afinidad sirven para proyectar valores aproximados de rendimiento en bombas a una diferente velocidad o diámetro de impulsor se usarán los números 1 y 2 para diferenciar cada término en las ecuaciones siguientes:

Cuando la *velocidad varía*:

- a. La capacidad varia en forma directa con la velocidad:

$$\frac{Q1}{Q2} = \frac{N1}{N2} ; \text{ Ecuación 2.9}$$

- b. La capacidad de carga total varia con el cuadrado de la velocidad:

$$\frac{ha1}{ha2} = \left(\frac{N1}{N2}\right)^2 ; \text{ Ecuación 2.10}$$

- c. La potencia que requiere la bomba varia con el cubo de la velocidad:

$$\frac{P1}{P2} = \left(\frac{N1}{N2}\right)^3 ; \text{ Ecuación 2.11}$$

Cuando el *diámetro del impulsor varía*:

- a. La capacidad varia en forma directa con el diámetro del impulsor:

$$\frac{Q1}{Q2} = \frac{D1}{D2}$$

- b. La carga total varia con el cuadrado del diámetro del impulsor:

$$\frac{ha1}{ha2} = \left(\frac{D1}{D2}\right)^2$$

- c. La potencia que requiere la bomba varia con el cubo del diámetro del impulsor:

$$\frac{P1}{P2} = \left(\frac{D1}{D2}\right)^3$$

La eficiencia permanece casi constante para cambios en la velocidad y para cambios pequeños en el diámetro del impulsor. (Mott, 2006, p. 400)

Por ejemplo si una bomba tiene un caudal $Q_1 = 3 \text{ m}^3/\text{s}$, número de revoluciones $N_1 = 1750 \text{ rpm}$ y se quiere saber el caudal que tendría la misma bomba funcionando a 2000 rpm , entonces una manera aproximada de saber que caudal $Q_2 = ?$, tendría la bomba es la aplicación de la leyes de afinidad. Utilizando la ecuación 2.9, se obtiene un valor de $Q_2 = 3.43 \text{ m}^3/\text{s}$.

F. POTENCIA DE ENTRADA A UN MOTOR DE CORRIENTE CONTINUA

La potencia eléctrica o potencia activa que absorbe un motor DC, también llamada potencia de entrada. Es la potencia que desarrollaría el motor si no existiese ningún tipo de pérdidas, es decir, la potencia de consumo (IES Villalba Hervas, 2013).

$$P = V \times I_{abs} ; \text{ Ecuación 2.12}$$

Dónde:

P = Potencia de entrada al motor [Watts].

V = Tensión aplicadas en bornes del motor [Voltios].

I_{abs} = Intensidad de la corriente de línea o de la corriente de entrada [Amperios].

G. TRIANGULO DE POTENCIAS

Para conocimiento general en los equipos que funcionan con corriente alterna, como los motores coexisten tres tipos diferentes de potencia

- Potencia activa
- Potencia reactiva
- Potencia aparente

Triángulo de potencias que forman la potencia activa, la potencia reactiva y la potencia aparente. El ángulo que se aprecia entre la potencia aparente y la activa

se denomina coseno de "fi" o "factor de potencia" y lo crea la potencia reactiva. A mayor potencia reactiva, mayor será ese ángulo y menos eficiente será el equipo al que le corresponda (Asifunciona, 2014).

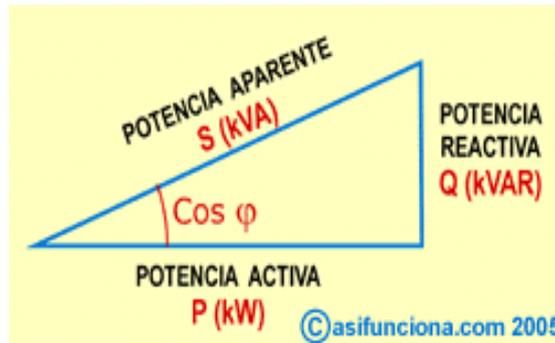


Figura 2.10. Triangulo de potencias

Fuente: (Asifunciona, 2014).

2.4.3. CAVITACIÓN EN BOMBAS CENTRÍFUGAS

En el contexto de las bombas centrífugas, el término cavitación implica un proceso dinámico de formación de burbujas dentro del líquido, su crecimiento y subsecuente colapso a medida que el líquido fluye a través de la bomba. Generalmente las burbujas que se forman dentro de un líquido son de dos tipos: burbujas de vapor o burbujas de gas (Cisneros, 2013).

- Las burbujas de vapor se forman debido a la vaporización del líquido bombeado. La cavitación inducida por la formación y colapso de estas burbujas se conoce como cavitación vaporosa.
- Las burbujas de gas se forman por la presencia de gases disueltos en el líquido bombeado (generalmente aire pero puede ser cualquier gas presente en el sistema). La cavitación inducida por la formación y colapso de estas burbujas se conoce como cavitación gaseosa. (Cisneros, 2013, pp.1-2)

En ambos tipos, las burbujas se forman en un punto interior de la bomba en el que la presión estática es menor que la presión de vapor del líquido (cavitación vaporosa) o que la presión de saturación del gas (cavitación gaseosa).

La Cavitación Vaporosa es la forma de cavitación más común en las bombas de proceso. Generalmente ocurre debido a un insuficiente NPSH (Net Positive Suction Head) disponible o a fenómenos de recirculación interna. Se manifiesta como una reducción del desempeño de la bomba, ruido excesivo, alta vibración y desgaste en algunos componentes de la bomba. La extensión del daño puede ir desde unas picaduras relativamente menores después de años de servicio, hasta fallas catastróficas en un corto periodo de tiempo (Cisneros, 2013).

La Cavitación Gaseosa se produce por efecto de gases disueltos (más comúnmente aire) en el líquido. Esta cavitación raramente produce daño en el impulsor o carcasa. Su efecto principal es una pérdida de capacidad. No debe confundirse con el ingreso de aire o bombeo de líquidos espumosos, situaciones que no necesariamente producen cavitación pero sí reducción de capacidad, detención del bombeo y otros problemas (Cisneros, 2013).

Con el fin de comprender la cavitación en bombas centrífugas se deben introducir un concepto conocido como **NSPH**, de las siglas en inglés, **Net Positive Suction Head** o cabeza de succión positiva neta.

A. NPSH DISPONIBLE O ADMITIDO

El valor de la $NPSH_A$ depende de la presión del vapor del fluido que se bombea, las pérdidas de energía en el tubo de succión, la ubicación del almacenamiento de fluido y la presión que se aplica a este. Esto se expresa como

$$NPSH_A = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp} \quad ; \quad \text{Ecuación 2.13}$$

En la figura 2.11 se ilustran estos términos y se define a continuación. La figura 2.11(a) incluye un almacenamiento presurizado colocado sobre la bomba. En la parte (b) de la figura se muestra la bomba que impulsa el fluido desde un almacenamiento abierto que se encuentra debajo de ella (Mott, 2006).

P_{sp} = Presión estática (absoluta) sobre el fluido en el depósito.

h_{sp} = Carga de presión estática (absoluta) sobre el fluido en el almacenamiento, se expresa en metros o en pies de líquido; $h_{sp} = P_{sp}/\gamma$

h_s = Diferencia de elevación desde el nivel del fluido en el depósito a la línea central de la entrada de succión de la bomba; se expresa en metros o en pie

- Si la bomba está abajo del depósito, h_s es positiva [figura 2.11 (a)].
- Si la bomba está arriba del depósito, h_s es negativa [figura 2.11 (b)].

h_f = Pérdida de carga en la tubería de succión, debido a la fricción y pérdidas menores; se expresa en metros o en pies.

P_{vp} = Presión de vapor (absoluta) del líquido a la temperatura a que se bombea.

h_{vp} = Carga de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo; se expresa en metros o en pies de líquido; $h_{vp} = P_{vp}/\gamma$

Observe que la ecuación 2.13 no incluye los términos que representan las cargas de velocidad ($v^2/2g$) en el sistema. Se supone que la velocidad en el depósito fuente está muy cerca de cero porque es muy grande en relación con la tubería (Mott, 2006).

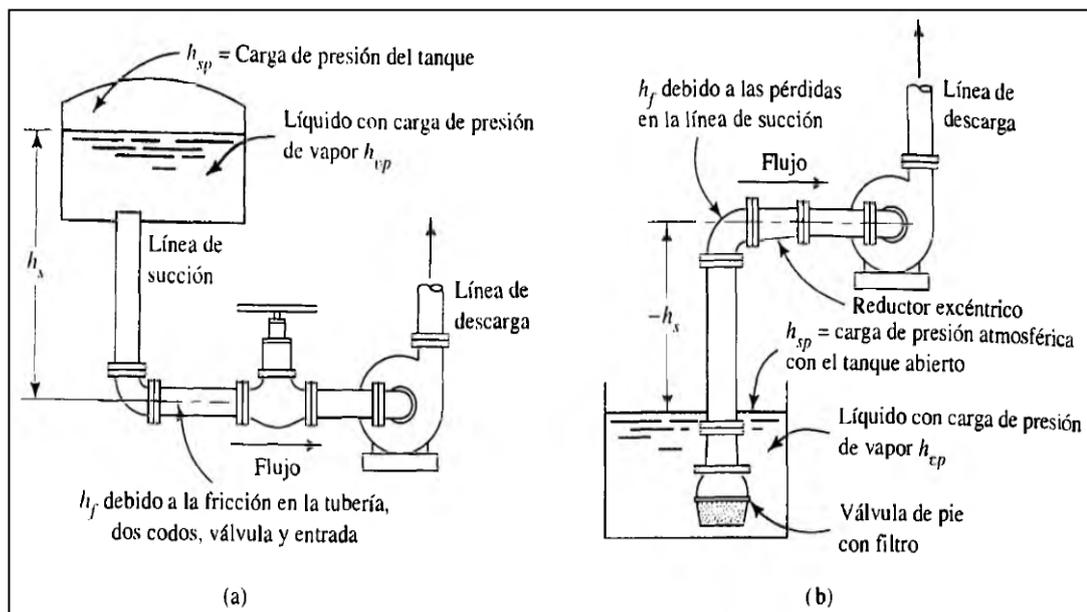


Figura 2.11. Detalles de la línea de succión de la bomba y definición de términos para el cálculo de la NPSH.

Fuente: (Mott, 2006).

B. EFECTO DE LA VELOCIDAD DE LA BOMBA SOBRE LA NPSH

Los datos en los catálogos de bombas sobre la *NPSH* son para el agua y se aplican solo a la velocidad de operación que se menciona. Si la bomba opera a velocidad diferente, la *NPSH* que se requiere a la velocidad nueva se calcula a partir de

$$(NPSH_R)_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 (NPSH_R)_1 \quad ; \quad \text{Ecuación 2.14}$$

Donde los subíndices 1 y 2 se refieren a los datos del catálogo y a las condiciones con la velocidad nueva de operación, respectivamente. A la velocidad de la bomba en rpm se le denota con N (Mott, 2006).

C. NPSH REQUERIDO

La carga neta de succión positiva requerida $NPSH_R$, depende sólo del diseño de la bomba y es una característica que el fabricante proporciona. La $NPSH_R$ contempla una serie de variables como son: forma, ángulo de ataque del impulsor, dimensiones en las zonas de succión, de modo de mantener la presión en la entrada en el rodete de la bomba por encima de la presión de vapor del líquido. Tanto la carga neta de succión positiva requerida y disponible varían en función del caudal tal como se muestra (IUT Federico Rivero Palacios, 2008).

En la figura 2.12 se interpreta lo siguiente:

Si $NPSH_D > NPSH_R$; no existe cavitación.

Si $NPSH_D \leq NPSH_R$; comienza la cavitación.

Se debe trabajar en el lado izquierdo del punto de intersección de ambas curvas, para evitar la cavitación de la bomba.

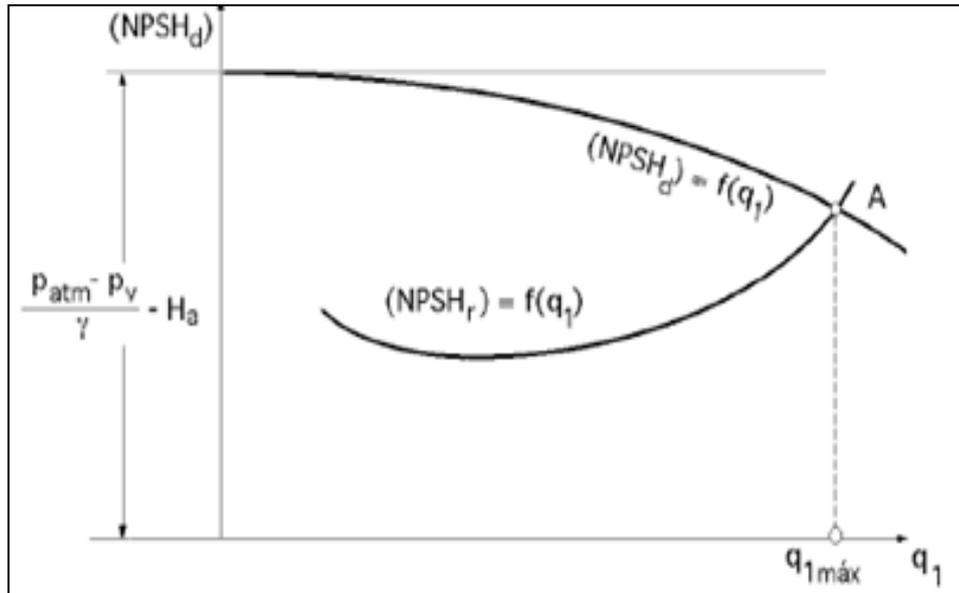


Figura 2.12. Curvas del NPSH disponible y NPSH requerido

Fuente: (IUT Federico Rivero Palacios, 2008).

La $NPSH_{Disponible}$ se reduce cuando el caudal va aumentando, esto es debido, a las pérdidas por fricción en la tubería de succión. Mientras que la $NPSH_{Requerido}$, que es función de la velocidad en la tubería de succión aumenta con el cuadrado de su capacidad (IUT Federico Rivero Palacios, 2008).

Cuando un sistema tiene un $NPSH_D < NPSH_R$, existe cavitación y la bomba no operará en forma óptima, por lo cual se debe resolver ese problema. Se pueden encontrar medios para aumentar la NPSH disponible, o bien reducir la NPSH requerido, o ambas cosas. Para aumentar la NPHS disponible se pueden seguir las siguientes sugerencias, cabe destacar que éstas van a depender del sistema que se esté trabajando (IUT Federico Rivero Palacios, 2008).

- Elevar el nivel de líquido
- Bajar la bomba.
- Reducir los accesorios y la longitud de la tubería de succión.
- Aumentar el diámetro en la succión.
- Si el líquido está caliente, se puede enfriar intercalando un intercambiador de calor, con lo que la presión de vapor del líquido disminuye.

Para aumentar la NPHS requerido se recomienda

- Velocidades de rotación de la bomba más baja.
- Impulsor de doble succión.
- Ojo del impulsor más grande.
- Varias bombas pequeñas en paralelo.

2.4.4. MECANISMO DE LA CAVITACIÓN

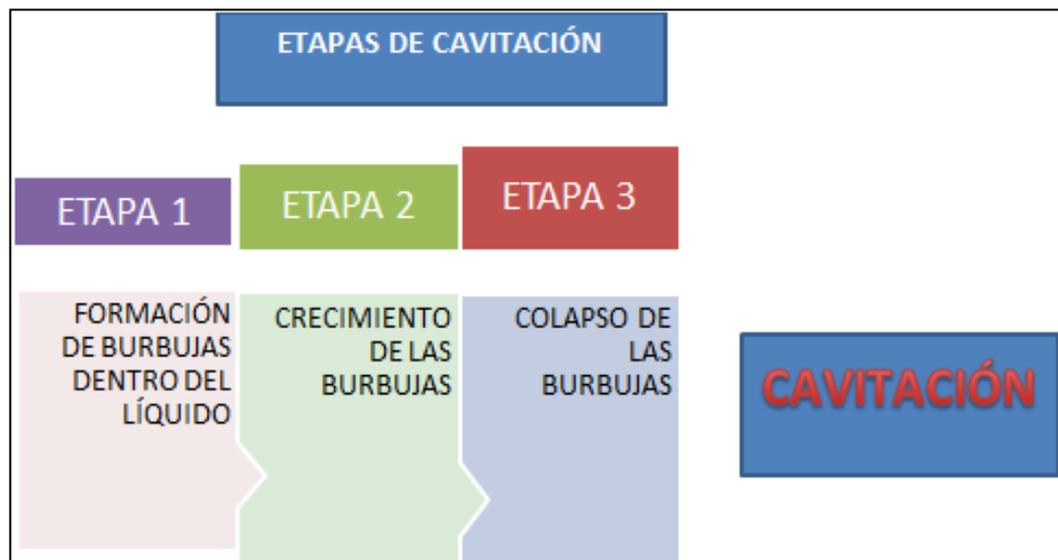


Figura 2.13. Etapas de Cavitación

Fuente: (Cisneros, 2013).

En la figura 2.13, se observa las etapas que tiene la cavitación, desde la formación de burbujas a bajas presiones hasta su consecuente colapso en zonas de alta presión, a continuación se detalla con claridad cada etapa de este proceso.

2.4.4.1. ETAPA 1. Formación de Burbujas

Las burbujas se forman dentro del líquido cuando este se vaporiza. Esto es, cuando cambia desde la fase líquida a la de vapor. La vaporización de cualquier líquido dentro de un contenedor se produce ya sea porque la presión sobre la superficie del su presión de vapor (a la temperatura actual), o bien porque la temperatura del líquido sube hasta hacer que la presión de vapor sobrepase a la presión sobre la

superficie de líquido. Por ejemplo en un depósito abierto a nivel del mar la superficie del agua está sometida a una presión atmosférica de aprox. 10 bar por lo que la temperatura tendría que subir a 100°C para que su presión de vapor sobrepase los 10 bar y se inicie la ebullición (formación de burbujas). A 4000 m. de altitud la presión atmosférica se reduce a 6.2 bar por lo que la temperatura tendría que subir solamente a unos 85°C para que se inicie la ebullición. Si en un contenedor cerrado se reduce la presión a 0.3 bar, la ebullición se iniciará con el agua a 25°C. También se producirá la ebullición si la presión permanece constante en alrededor de 0.3 bar pero la temperatura sube sobre 25°C (Cisneros, 2013).

En resumen, la vaporización se produce por adición de calor o por reducción de la presión estática (para la definición de cavitación se excluirá la acción dinámica del líquido. Lo mismo que en un contenedor cerrado, la vaporización del líquido puede ocurrir en las bombas centrífugas cuando la presión estática en algún punto se reduce a un valor menor que la presión de vapor del líquido (a la temperatura en dicho punto) (Cisneros, 2013).

Por lo tanto, el concepto clave es: Las burbujas de vapor se forman dentro de la bomba cuando la presión estática en algún punto baja a un valor igual o menor que la presión de vapor del líquido.

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

1. Porque la caída de presión actual en el sistema externo de succión es mayor que la que se consideró durante el diseño del sistema. (Es una situación bastante corriente). Esto resulta en que la presión disponible en la succión de la bomba (NPSHa) no es suficientemente alta para suministrar la energía requerida para superar la caída de presión interna (NPSHr) propia del diseño de la bomba.
2. Porque la caída de presión actual dentro de la bomba (NPSHr) es más

grande que la informada por el fabricante y que se usó para seleccionar la bomba. (Cisneros, 2013, p. 4)

2.4.4.2. ETAPA 2. Crecimiento de las Burbujas

Si no se produce ningún cambio en las condiciones de operación, se seguirán formando burbujas nuevas y las viejas seguirán creciendo en tamaño. Luego serán arrastradas por el líquido desde el ojo del impulsor hacia los alabes y la periferia del impulsor. Debido a la rotación del impulsor las burbujas adquieren alta velocidad y se desplazan hacia las regiones de alta presión dentro del impulsor donde empiezan a colapsar. El ciclo de vida de una burbuja se ha estimado en alrededor de 0.003 segundos (Cisneros, 2013).

2.4.4.3. ETAPA 3. Colapso de las Burbujas

A medida que las burbujas se desplazan, la presión que las rodea va aumentando hasta que llegan a un punto donde la presión exterior es mayor que la interior y las burbujas colapsan. El proceso es una implosión. Cientos de burbujas colapsan en aproximadamente el mismo punto de cada alabe. Las burbujas no colapsan simétricamente de modo que el líquido que las rodea se precipita a llenar el hueco produciendo un micro jet. Subsecuentemente los micro jet rompen las burbujas con tal fuerza que produce una acción de martilleo. Se han reportado presiones de colapso de burbujas superiores a 1 GPa (145×10^6 psi). El martilleo altamente focalizado puede producir desprendimiento de material (socavaciones) en el impulsor. La figura 2.14, ilustra esquemáticamente el proceso (Cisneros, 2013).

Después del colapso, emana una onda de choque desde el punto de colapso. Esta onda es la que se escucha y que usualmente se identifica como cavitación.

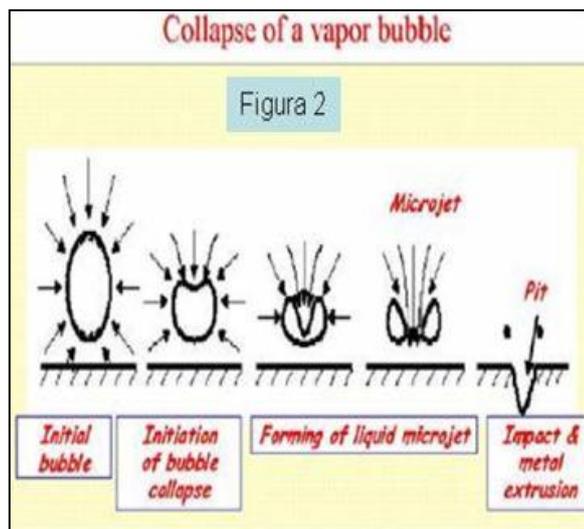


Figura 2.14. Colapso de las Burbujas de Vapor

Fuente: (Cisneros, 2013).

En la figura 2.14, se encuentra el proceso de colapso de la burbuja de vapor, desde izquierda a derecha de la imagen se puede observar como las fuerzas de presión colapsan la burbuja y como las mismas fuerzas impactan contra el metal del rodete, este impacto genera las picaduras, oxidación y erosión del material.

2.4.5. SÍNTOMAS Y EFECTOS CAVITACIÓN SOBRE EL DESEMPEÑO DE LA BOMBA Y SUS COMPONENTES

Las indicaciones perceptibles de la cavitación son los ruidos y vibraciones más o menos fuertes y el trabajo inestable de la bomba. Se producen fluctuaciones en el caudal y la presión de descarga con una súbita y drástica reducción de la cabeza de descarga y capacidad de la bomba. Dependiendo del tamaño y cantidad de burbujas los problemas van desde una pérdida parcial de capacidad y cabeza hasta una falla total de bombeo junto con daños irreparables de los componentes internos de la bomba. Se requiere una investigación cuidadosa, mucha experiencia y conocimientos acerca de los efectos de la cavitación sobre los componentes de la bomba para poder identificar el tipo de cavitación y su causa original (Cisneros, 2013).

La siguiente es una descripción detallada de los síntomas generales más comunes:

2.4.5.1. REDUCCIÓN DE LA CAPACIDAD DE BOMBEO

Las burbujas ocupan un volumen que reduce el espacio disponible para el líquido y esto disminuye la capacidad de bombeo. Por ejemplo, cuando el agua pasa del estado líquido al de vapor su volumen aumenta en aproximadamente 1700 veces. Si la generación de burbujas en el ojo del impulsor es suficientemente grande, la bomba se puede (ahogar), que significa que la succión es totalmente vacía o hay reducción total del flujo. La formación y colapso de las burbujas es desigual y disparejo, esto genera fluctuaciones en el flujo y el bombeo se produce en chorros intermitentes. Este síntoma es común a todos los tipos de cavitación (Cisneros, 2013).

2.4.5.2. DISMINUCIÓN EN LA GENERACIÓN DE CABEZA

A diferencia de los líquidos, las burbujas son compresibles. La cabeza desarrollada por la bomba disminuye drásticamente debido a que se gasta energía en aumentar la velocidad del líquido empleado en llenar las cavidades que dejan las burbujas colapsadas. Lo mismo que la reducción en capacidad, este síntoma es común a todos los tipos de cavitación. Por lo tanto, el efecto hidráulico de la cavitación en una bomba es que su funcionamiento sale fuera de la curva de desempeño esperada, produciendo una cabeza y flujo más bajo que el correspondiente a su condición normal de operación (Cisneros, 2013).

2.4.5.3. VIBRACIÓN Y RUIDO ANORMAL

El desplazamiento de las burbujas a muy alta velocidad desde el área de baja presión hacia una zona de alta presión y el subsiguiente colapso crea ondas de choque que producen ruidos y vibraciones anormales. Se estima que durante el colapso de las burbujas se desarrollan ondas de choque con presiones del orden de 10^4 atmósferas (Cisneros, 2013).

El sonido de la cavitación puede describirse como algo similar a pequeñas

partículas duras chocando o rebotando rápidamente en el interior de una bomba o válvula. Se usan varios términos para describirlo; traqueteo, golpeteo, crepitación, etc. El ruido de una bomba cavitando va desde el golpeteo grave y uniforme (como sobre una puerta) hasta una crepitación aguda y errática (similar a un impacto metálico). (Cisneros, 2013).

La vibración se debe al efecto de cargas dispares actuando sobre el impulsor y que son generadas por una mezcla no uniforme de líquido y vapor, así como por las ondas de choque por el colapso de las burbujas. En los manuales existe muy poco acuerdo sobre las características de la vibración primaria asociada con la cavitación en las bombas centrífugas. La vibración excesiva por cavitación comúnmente produce fallas en los sellos y/o rodamientos. Este es el modo de falla más probable en una bomba (Cisneros, 2013).

2.4.5.4. DAÑOS A LOS COMPONENTES

En una bomba hay dos zonas donde puede producirse el fenómeno de la cavitación en la figura 2.15, se muestra.

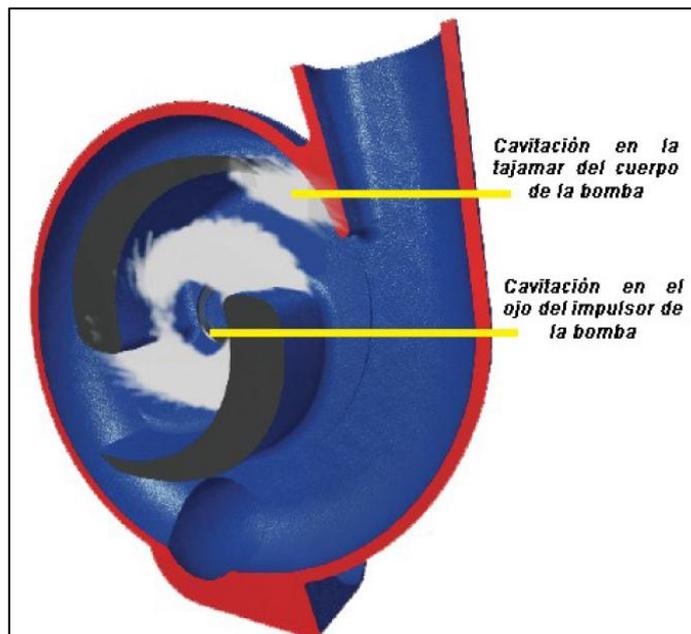


Figura 2.15. Zona donde puede producirse el fenómeno de Cavitación

Fuente: (Gorman-Rupp Company, 2013)

Cavitación en el ojo del rodete o de aspiración. Se produce cuando existe demasiado vacío que excede la presión del vapor del líquido bombeado. El líquido hierve y se separa del resto. Las bolsas de vacío aparecen en el centro del impulsor, que es la zona de más baja presión, y se desplazan hasta su implosión o colapso. Este tipo de cavitación la causa una altura de aspiración excesiva o bien, que el NPSH DISPONIBLE de la instalación se vuelva insuficiente por aumento de la pérdida de carga en la succión de la bomba (obstrucciones parciales). La bomba no provoca ambas situaciones sino su entorno (instalación / aplicación). (Gorman-Rupp Company, 2013, pp. 1-2)

Cavitación en el tajamar de la voluta o de impulsión. Esta situación se da cuando la altura de descarga es demasiado alta, desplazando el punto de trabajo hacia la izquierda y fuera de la curva de funcionamiento. La cavitación se localiza entre el extremo del álabe del rodete y donde acaba la envolvente del cuerpo o tajamar. El líquido se “estira” debido al bajo caudal y a la alta presión diferencial en ambos lados del tajamar. Al paso de los álabes, se forman y se colapsan burbujas continuamente. Entre un álabe y el siguiente, aparecen burbujas que permanecen en el tajamar hasta que el siguiente álabe la alcanza. Es entonces cuando se crea una presión suficiente que permite la implosión de la burbuja en el extremo del álabe. En la parte posterior del álabe ya se ha formado una nueva burbuja que permanece ahí hasta que implosionan en el siguiente álabe. (Gorman-Rupp Company, 2013, pp. 1-2)

2.4.5.5. EROSIÓN O PICADURAS

Durante la cavitación el colapso de las burbujas ocurre a velocidades súper sónicas eyectándose micro chorros de líquido a altísima velocidad (sobre 1000 m/s) con una fuerza suficiente para erosionar componentes de la bomba, particularmente el impulsor. La burbuja es presionada para colapsar desde todos lados, pero si la burbuja está apoyada sobre una pieza de metal como puede ser el impulsor o la voluta, no puede colapsar desde ese lado. Entonces el fluido se mete por el lado opuesto con su alta velocidad y explota contra el metal creando la impresión de

que la superficie metálica fue golpeada con un martillo de bola. El daño empieza a hacerse visible en la forma de hendiduras o pits (picaduras en el material), las cuales son deformaciones plásticas muy pequeñas (micrométricas). El daño causado por el colapso de las burbujas se conoce comúnmente como erosión o picaduras (pitting) por cavitación. En la foto de la figura 2.16 se observa su efecto sobre la superficie de un impulsor y un difusor (Cisneros, 2013).

“Nota.- Si el fluido contiene pequeñas partículas sólidas erosivas (como en bombeo de pulpas minerales), el daño se puede acelerar considerablemente por el efecto de las partículas impulsadas por los pequeños vórtices que se forman en las incipientes picaduras.” (Cisneros, 2013, p. 10)

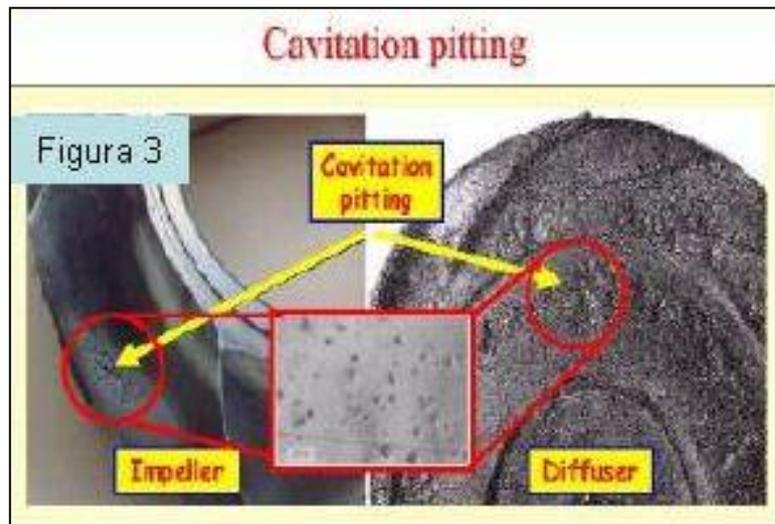


Figura 2.16. Picaduras por Cavitación

Fuente: (Cisneros, 2013).

La erosión por colapso de burbujas ocurre primeramente como una fractura por fatiga, debido a la repetición de implosiones sobre la superficie, seguida de desprendimiento de material. El efecto es muy similar al de una operación de arenado. Las bombas de alta cabeza son más proclives a sufrir erosión por cavitación, (la fuerza de impacto de las implosiones es mayor), por lo que es un fenómeno más típico de las bombas de “alta energía” (Cisneros, 2013).

Las áreas más sensitivas a la erosión por cavitación se observan en los lados de

baja presión de los alabes del impulsor, cerca de los bordes de entrada. Sin embargo, los daños en el impulsor pueden estar más o menos diseminados. Las picaduras también se han observado en otros puntos de los alabes de impulsión, en los alabes difusores y en la periferia del impulsor. En ocasiones, la cavitación ha sido suficientemente severa para producir perforaciones y dañar los alabes hasta un grado que hace al impulsor completamente inefectivo. La figura 2.17, muestra un impulsor dañado (Cisneros, 2013).

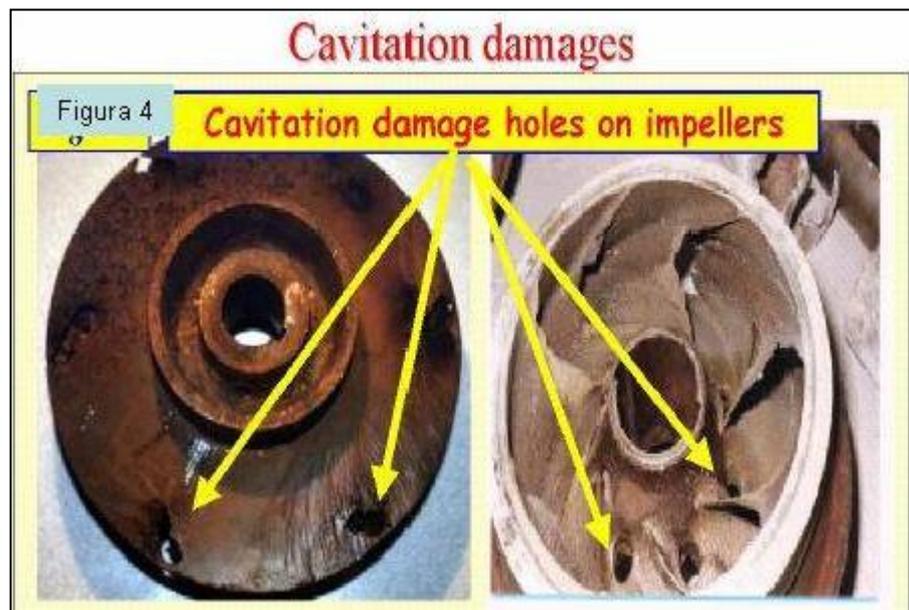


Figura 2.17. Daños de la Cavitación

Fuente: (Cisneros, 2013).

El daño es evidente cerca de la arista externa del impulsor. En esta parte es donde el impulsor desarrolla la presión más alta. Esta presión colapsa las burbujas cambiando el estado del agua desde gas (vapor) a líquido. Cuando la cavitación es menos severa, el daño puede ocurrir más cerca del ojo del impulsor.

2.4.5.6. DEFORMACIONES MECÁNICAS

Además de la erosión de los componentes, en bombas grandes, la cavitación prolongada puede causar desbalance (debido a una distribución desigual en la formación y colapso de las burbujas) de los esfuerzos radiales y axiales sobre el

impulsor. Este desbalance comúnmente lleva a los siguientes problemas mecánicos: (Cisneros, 2013).

- Torcedura y deflexión de los ejes
- Daño a los rodamientos y roces por la vibración radial
- Daño en el rodamiento de empuje por movimiento axial
- Rotura de la tuerca de fijación del impulsor (cuando la usa)
- Daño en los sellos

Las deformaciones mecánicas pueden arruinar completamente a la bomba y requerir reemplazo de partes. El costo de tales reemplazos puede ser enorme.

2.4.5.7. CORROSIÓN CON CAVITACIÓN

Frecuentemente la cavitación esta combinada con corrosión. La implosión de las burbujas destruye las capas protectoras dejando a la superficie del metal permanentemente activada para el ataque químico. En esta condición el material puede sufrir un daño considerable aun con niveles bajos de cavitación. La severidad de la erosión puede acentuarse si el líquido mismo tiene agentes corrosivos, como agua con ácidos o gran cantidad de oxígeno disuelto (Cisneros, 2013).

2.4.6. MEDICIÓN DE PARÁMETROS EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA

La determinación del flujo, la carga, la potencia y la frecuencia de rotación son necesarias para la elaboración de la curva de operación de la bomba, misma que debe servir para verificar los parámetros garantizados por el fabricante específicamente el de la eficiencia. A continuación se menciona alguno de los métodos utilizados para la medición de estas variables. (CONAGUA, 2009, p. 6)

- Medición de flujo.- Esta medición podrá realizarse mediante cualquier método que cumpla con lo especificado, estos métodos pueden ser el del

pirómetro y el método del tanque volumétrico (CONAGUA, 2009, p. 7).

Valores instantáneos. Placas de orificio calibrado, tubos venturi, toberas, rotámetros y medidores de flujo externo magnético. En la práctica se usa también los de tipo electromagnético.

- Medición de la carga.- Carga total de bombeo (H), (valores promedio en un intervalo de tiempo).
- Instrumentos de medición para la presión
 1. Manómetros de columna líquida.
 2. Manómetros de Bourdon.
- Equipo de medición de los equipos de bombeo y presión de descarga.
 1. Sonda eléctrica. Este dispositivo consiste de conductores eléctricos con forro de plástico; una fuente de energía eléctrica (baterías); un timbre de alarma tipo casero o un amperímetro.
 2. Sonda neumática. Este dispositivo consiste de un manómetro, una bomba de aire y la cantidad necesaria de tubo galvanizado de 6,35 mm (1/4 de pulgada) de diámetro.
 3. Manómetro de descarga. Normalmente es de tipo Bourdon. (CONAGUA, 2009, p. 7)
- Instrumentación para la medición del gasto
 1. Tubo de Pitot. Este instrumento correlaciona la carga de velocidad con el flujo. La distribución de la carga de velocidad en la tubería no es uniforme y para obtener una exactitud aceptable son recomendables múltiples puntos de medición en la sección transversal de la tubería.
 2. Orificio calibrado. Son generalmente circulares y se encuentran dentro del tubo horizontal o en su extremo de la descarga.
 3. Método de la escuadra. Para medir el flujo en tubos horizontales es necesario medir una distancia horizontal y una vertical. (CONAGUA, 2009, p. 7)

- Medición de la velocidad de rotación.- La velocidad de rotación debe ser medida mediante un tacómetro de indicación directa, por un contador de revoluciones en un intervalo de tiempo, por un dínamo, por un contador óptico y un frecuencímetro o por medio de una medición directa (estroboscopia). (CONAGUA, 2009, p. 7)

- Medición de la potencia de entrada a la bomba.- La potencia de entrada a la bomba debe ser medida mediante la velocidad de rotación y el par, o mediante la medición de la potencia demandada por un motor eléctrico de eficiencia conocida, el cual será directamente acoplado a la bomba dependiendo del método que se utilice. (CONAGUA, 2009, p. 7)

1. Mediante la medición del par. El par debe ser medido por un torquímetro certificado.

2. Mediante la utilización de un motor trifásico de características conocidas. La potencia eléctrica debe ser medida en forma directa mediante wattmetros, o en forma indirecta mediante: voltímetros, amperímetros, factorímetros. (CONAGUA, 2009, p. 7)

2.5. HIPÓTESIS

El estudio del fenómeno de la cavitación en una bomba centrífuga de 1 HP permitirá evaluar el efecto que tiene en los parámetros de rendimiento energético.

2.6. SEÑALAMIENTO DE VARIABLES

2.6.1. Variable Independiente

Fenómeno de cavitación en bombas centrífugas.

2.6.2. Variable Dependiente

Parámetros de rendimiento energético.

CAPITULO III

3. METODOLOGÍA

3.1. ENFOQUE

La presente investigación tendrá un enfoque predominante cuantitativo debido a que manejaremos valores numéricos; enteros y fraccionarios, estos serán generados por la variación de los parámetros de rendimiento energético que la bomba centrífuga tenga por la presencia de cavitación.

En lo que se refiere al enfoque cualitativo, se usarán tablas para comparar y analizar valores obtenidos.

3.2. MODALIDAD BÁSICA DE LA INVESTIGACIÓN

El diseño de la investigación está de acuerdo con la modalidad de investigación documental bibliográfica y experimental de campo

3.2.1. Documental Bibliográfica

La información que se recolectará para realizar esta investigación será de fuentes primarias tales como: libros, tesis, documentales e internet, y de fuentes secundarias como: resúmenes y listados de referencias que estén vigentes.

3.2.2. Experimental de campo

La información de esta investigación obtenida por los resultados se analizará y comparará para poder redactar conclusiones y recomendaciones.

3.3. NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN

3.3.1. EXPLORATORIO

La investigación es de tipo exploratorio porque consiste en tener un conocimiento general o aproximado de la causa-efecto que tiene el fenómeno de cavitación en el funcionamiento de la bomba centrífuga.

3.3.2. EXPLICATIVA

La investigación es de tipo explicativa porque permitirá aclarar cuáles son las condiciones que generan cavitación en una bomba centrífuga.

3.3.3. DESCRIPTIVA

La investigación es descriptiva, ya que detallará el rendimiento que tiene una bomba centrífuga que funciona con cavitación.

3.4. POBLACIÓN Y MUESTRA

La muestra es 10 datos diarios por 6 días de: Caudal de fluido, Presión del fluido a la salida de la bomba, Voltaje y Amperaje del motor de la bomba, Número de revoluciones de la bomba y Ruido en la carcasa de succión de la bomba.

Los días para la toma de datos se dividen en; 3 días para tomar datos antes de generar cavitación y 3 días para tomar datos después de generar cavitación.

3.5. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

Para la operacionalización de las variables de trabajo se procederá de izquierda a derecha, es decir de lo abstracto intangible a lo concreto tangible u operacional, considerando las variables anteriores que se demuestran en la matriz precedente.

3.5.1. VARIABLE INDEPENDIENTE: Cavitación en una Bomba centrífuga.

Tabla 3.1. Operacionalización de la variable Independiente

Contextualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e instrumentos
En el contexto de las bombas centrífugas, el término cavitación está muy relacionado con los gradientes de presión que sufre un fluido en el tramo de succión de un sistema de bombeo esto implica un proceso dinámico de formación de burbujas dentro del líquido, su crecimiento y subsecuente colapso a medida que el líquido fluye a través de la bombas.	CARGA NETA DE SUCCIÓN POSITIVA DISPONIBLE	TEMPERATURA Y PRESIÓN DEL FLUIDO EN EL DEPÓSITO	¿Qué temperatura y presión tendrá el líquido de bombeo en su depósito?	<ul style="list-style-type: none"> - Observación Directa en el Laboratorio - Registro de Datos - Bibliografía
		PÉRDIDAS DE CARGA POR FRICCIÓN EN LA SUCCIÓN	¿Cuáles serán las pérdidas por fricción en el tramo de succión del sistema de bombeo?	<ul style="list-style-type: none"> - Observación Directa de Laboratorio - Cálculos Hidráulicos - Registro de Datos - Bibliografía
		DIFERENCIA DE ELEVACIÓN DE LOS NIVELES DE LÍQUIDO	¿Cuál será la cabeza de altura de succión del sistema de bombeo?	<ul style="list-style-type: none"> - Observación Directa en el Laboratorio - Registro de Datos
		CARGA NETA DE SUCCIÓN POSITIVA REQUERIDA	CARACTERÍSTICAS FÍSICAS Y DE RENDIMIENTO DE LA BOMBA	¿Cuál será el $NPSH_{REQUERIDO}$ por la bomba centrífuga para las condiciones de funcionamiento del presente estudio?

Fuente: Santiago F. Vargas B.

3.5.2. VARIABLE DEPENDIENTE: Parámetros de Rendimiento Energético.

Tabla 3.2. Operacionalización de la variable Dependiente

Contextualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e instrumentos
El rendimiento energético de una bomba centrífuga es bastante sensible a las condiciones de operación a las que esté funcionando, entonces básicamente es la energía aprovechada por el conjunto bomba-motor y este rendimiento se puede valorizar con la eficiencia que tenga mencionado conjunto.	EFICIENCIA DE LA BOMBA	POTENCIA TRANSMITIDA AL FLUIDO	¿Cuáles serán los puntos de operación de la bomba (Altura – Caudal)?	<ul style="list-style-type: none"> - Observación Directa de Laboratorio - Cálculos Hidráulicos - Registro de Datos - Bibliografía
		POTENCIA ELÉCTRICA o ENTRADA A LA BOMBA	¿Qué voltaje y amperaje será el consumido por el motor de la bomba?	<ul style="list-style-type: none"> - Observación Directa de Laboratorio - Cálculos Eléctricos - Registro de Datos - Bibliografía
	EFEECTO DE LA CAVITACIÓN	RUIDO	¿Cuántos decibeles (dB) de ruido que ocasionara la bomba funcionando con cavitación?	<ul style="list-style-type: none"> - Observación Directa de Laboratorio - Registro de Datos - Bibliografía

Fuente: Santiago F. Vargas B.

3.6. RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN

En la presente investigación se realizará estudios de tipo bibliográficos y experimentales se utilizan técnicas para la recolección de la información tales como la observación y analizar la información que sirve como guía en la investigación, recolección de información de libros e Internet, análisis y pruebas en la bomba centrífuga del banco de pruebas “BOMBAS CENTRÍFUGAS” del laboratorio de Hidráulica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica. Para lo cual se toma notas de todo lo que se considera necesario en un cuaderno, para describir los hechos de significación especial, que ayuda a registrar incidentes hasta tener una base informativa suficiente; se utiliza un cuaderno de notas para describir todo lo observado, además se anota fechas, cantidades y expresiones que se escuchan y ven en las prácticas experimentales en el banco de pruebas mencionado.

3.7. PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS

3.7.1. Procesamiento y análisis de información

Para el correcto procesamiento:

- Se revisará críticamente la información recogida es decir, se escogerá la información clara, concisa y necesaria.
- Se analizará e interpretará los resultados obtenidos en el estudio.
- Analizar la hipótesis en relación con los resultados obtenidos para verificarla o rechazarla.

Una vez realizados las pruebas en el banco de pruebas “BOMBAS CENTRÍFUGAS” del laboratorio de hidráulica, se procederá a la interpretación y análisis de los resultados, basándose en el marco teórico pertinente, además de resaltar la tendencia de los resultados de acuerdo a los objetivos y de la hipótesis, lo que nos permitirá comprobar la validez de dicha hipótesis, para finalmente poder establecer las conclusiones y recomendaciones.

CAPÍTULO IV

4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Aquí se presentarán los datos obtenidos del estudio de cavitación en la bomba centrífuga del banco de pruebas “BOMBAS CENTRÍFUGAS” del laboratorio de Hidráulica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, estos se presentarán en tablas donde se observará: NPSH, TDH o Carga Dinámica Total, Potencia Aplicada al Fluido, Potencia de Entrada a la Bomba, Eficiencia, Ruido.

Para entender los procedimientos realizados a continuación se detalla los componentes y equipos del banco de pruebas “Bombas Centrífugas”.

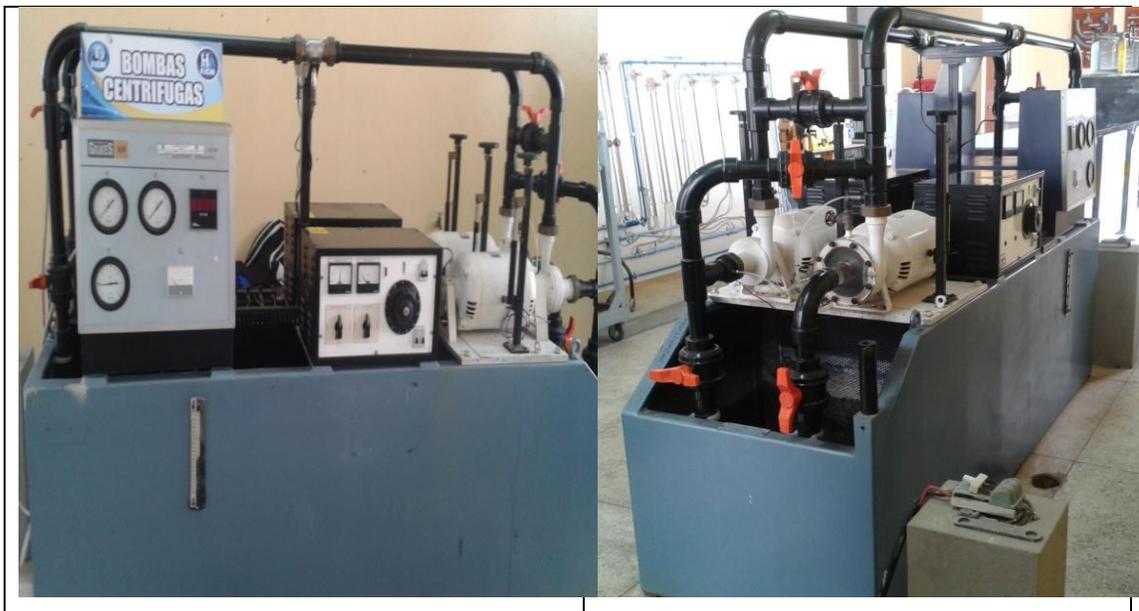


Figura 4.1. Banco de pruebas “Bombas Centrífugas”

Fuente: Santiago F. Vargas B.

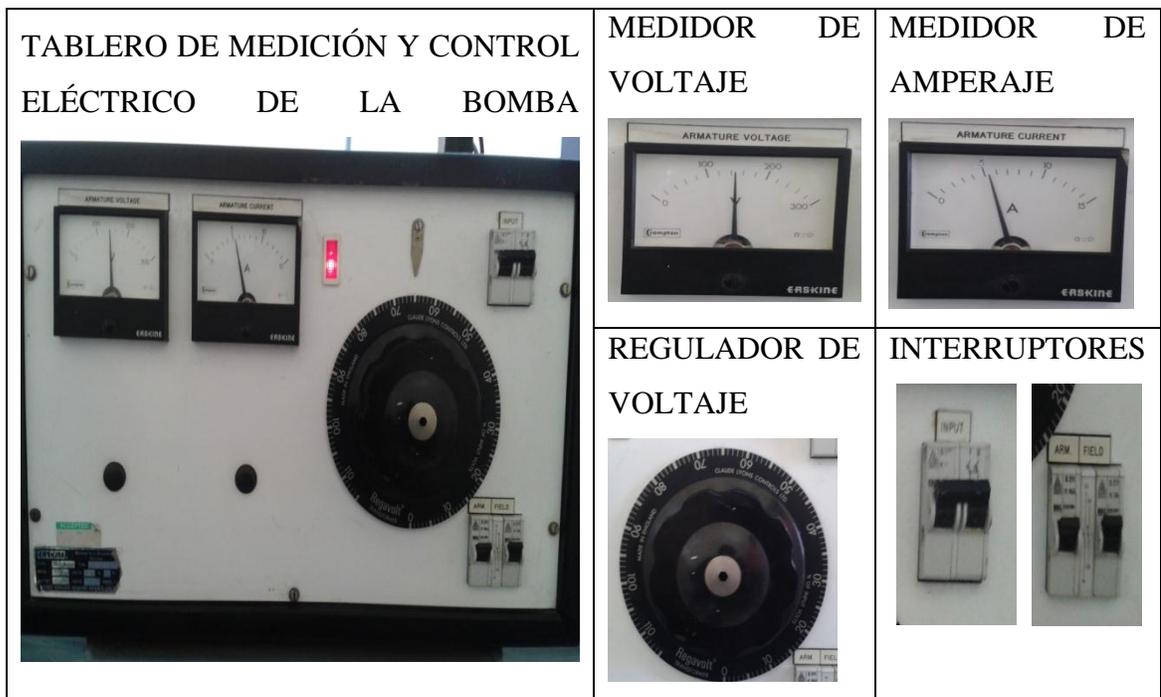


Figura 4.2. Componentes del tablero de medición y control eléctrico de la bomba

Fuente: Santiago F. Vargas B.



Figura 4.3. Componentes del tablero de medición y control hidráulico de la bomba

Fuente: Santiago F. Vargas B.

<p>BOMBA CENTRÍFUGA</p> 	<p>MEDIDOR DEL NIVEL DE SONIDO</p> 	<p>CAUDALIMETRO</p> 
<p>FUENTE DE ENERGÍA ELÉCTRICA</p> 	<p>VÁLVULA DE DESCARGA</p> 	<p>VÁLVULA DE SUCCIÓN</p> 

Figura 4.4. Accesorios, equipos y componentes utilizados en el banco de pruebas.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

4.1.1. PROCEDIMIENTO DE ENCENDIDO Y APAGADO DE LA BOMBA

Para hacer funcionar el banco de pruebas acorde a la necesidad del estudio es preciso seguir este procedimiento para el encendido de la bomba:

1. Inspeccionar que la fuente de energía eléctrica y todos los interruptores del banco de pruebas estén la posición de apagado – OFF.
2. Inspeccionar que la fuente de energía eléctrica está debidamente instalada y en buenas condiciones.
3. Inspeccionar que las instalaciones hidráulicas, mecánicas y eléctricas estén en condiciones adecuadas para el funcionamiento.
4. Cerrar las válvulas necesarias para que solo el tramo hidráulico de la bomba centrífuga con succión de acrílico funcione.
5. Cebear la bomba centrífuga que tiene el tramo de tubería acrílica en la succión.
6. Accionar el interruptor de la fuente de energía eléctrica poniendo en la posición de encendido ON.

7. Accionar los interruptores del tablero de medición y control eléctrico poniendo en la posición de encendido ON.
8. Regular el variador de voltaje de entrada a 65% para que la bomba funcione con 1HP de potencia de entrada (ver anexo A).
9. Realizar las pruebas y toma de datos que se tenga planificado en el estudio.

Una vez finalizado las pruebas hidráulicas seguir en orden los siguientes pasos para su apagado:

10. Cerrar la válvula de descarga de la bomba.
11. Cerrar la válvula de succión de la bomba.
12. Regular el voltaje de entrada a 0% en el regulador.
13. Poner los interruptores del tablero de medición y control eléctrico en la posición OFF de apagado.
14. Poner el interruptor de la fuente de energía eléctrica en la posición OFF de apagado.

Este procedimiento de encendido y apagado de la bomba se deberá seguir cada vez que se necesite hacer funcionar el banco de pruebas.

4.1.2. PROPIEDADES DEL FLUIDO Y CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE BOMBEO

Las propiedades del fluido a transportar (ver anexo B1), las características del sistema de bombeo y las condiciones teóricas que se utilizaran para efectos de cálculos son las siguientes:

El fluido con el que se va a trabajar es agua y se encuentra en un depósito abierto a una presión atmosférica de 75 kPa (ver anexo B2) y temperatura ambiente de 16°C la cual tiene los siguientes parámetros; peso específico $\gamma = 9.806 \text{ kN/m}^3$, viscosidad

cinemática $v = 1.124 \text{ E}^{-06} \text{ m}^2/\text{s}$. La tubería es de PVC y tiene las siguientes características en el tramo de succión; diámetro de tubería de 0.0508 m, longitud total de tubería 0.52 m y tiene el siguiente esquema:

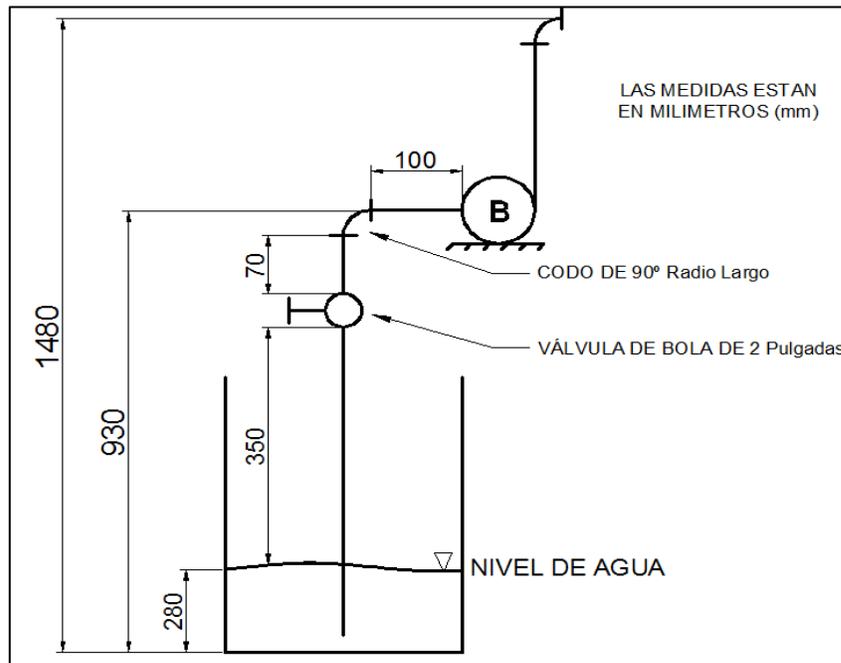


Figura 4.5. Esquema del sistema de bombeo del banco de pruebas

Fuente: Santiago F. Vargas B.

4.1.3. ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO DE LA BOMBA CENTRÍFUGA ANTES DE LA CAVITACIÓN.

4.1.3.1. PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR LA TOMA DE DATOS EN EL BANCO DE PRUEBAS.

- Encender la bomba.
- Abrir completamente la válvula de bola del tramo de succión.
- Cerrar completamente la válvula de bola del tramo de descarga de la bomba.
- Gradualmente abrir la válvula de bola del tramo de descarga para controlar el caudal y por cada rango del mismo tomar nota de los siguientes datos:

- ✓ Tableros de medición y control:
 - Hidráulico
 - Caudal Q_1 (L.P.S.).
 - Presión P_2 (Bar).
 - N° de revoluciones N_1 (rpm).
 - Eléctrico
 - Voltaje (V).
 - Amperaje (A).
 - ✓ Equipo de medición de nivel de ruido.
 - Sonómetro (dB).
 - ✓ Tubería acrílica en la succión de bomba.
 - Observar si existe formación de burbujas en el fluido.
- Apagar la bomba.
 - Calcular el $NPSH_{(Disponible)}$ de la bomba.
 - Calcular la Eficiencia de la bomba.

4.1.3.2. CÁLCULOS HIDRÁULICOS DE LOS PARÁMETROS.

Para el procedimiento de cálculo los parámetros que se usarán son los siguientes datos obtenidos en las pruebas hidráulicas: Caudal $Q_1 = 0.00445 \text{ m}^3/\text{s}$, Presión $P_2 = 9 \text{ kPa}$, Voltaje = 142 V y Amperaje = 5.5 A.

A. Cálculo del $NPSH_{(Disponible)}$ del sistema de bombeo

$$NPSH_{DISP.} = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp} \quad \text{Ecuación 2.13}$$

El área (A) del tramo de tubería de succión es

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

$$A = \frac{\pi(0.0508 \text{ m})^2}{4} = 2.027 \text{ E}^{-03} \text{ m}^2$$

La velocidad (v) que tiene el fluido es

$$v = \frac{Q1}{A}$$

$$v = \frac{0.00445 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{2.027 \text{ E}^{-03} \text{ m}^2} = 2.195 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El número de Reynolds (Nr) para determinar el tipo de flujo en la tubería es

$$Nr = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

$$Nr = \frac{2.195 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.0508 \text{ m}}{1.124 \text{ E}^{-06} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 99204.63$$

Como el número de Reynolds es mayor a 4000 entonces tenemos flujo turbulento.

Como el material de la tubería es PVC tenemos que su rugosidad es $\epsilon = 3.0 \text{ E}^{-07} \text{ m}$ (ver Anexo B3).

La rugosidad relativa $\frac{D}{\epsilon}$ del material es

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0.0508 \text{ m}}{3.0 \text{ E}^{-07} \text{ m}} = 169333.33$$

El valor del factor de fricción (f) para el cálculo de las pérdidas en tubería es

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\epsilon} \right)} + \frac{5.74}{Nr^{0.9}} \right) \right]^2} \quad \text{Ecuación 2.5}$$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7(169333.33)} + \frac{5.74}{(99204.63)^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.018$$

Las pérdidas primarias o pérdidas mayores (h_{LP}) por fricción en la tubería son

$$h_{LP} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

$$h_{LP} = 0.018 \times \frac{0.52 \text{ m}}{0.0508 \text{ m}} \times \frac{\left(2.195 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 0.045 \text{ m}$$

Las pérdidas secundarias o pérdidas menores (h_{LS}) por fricción en accesorios son

$$h_{LS} = (K_{valvula} + K_{codo}) \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ecuación 2.6}$$

El coeficiente de resistencia de la válvula de bola y del codo de 90° de radio largo es

$$K_{valvula} = 150 f_T ; \quad \text{ver anexo B4}$$

$$K_{codo} = 20 f_T ; \quad \text{ver anexo B5}$$

Debido a que el material de la válvula y del codo es PVC determinamos el factor de fricción f_T usando el diagrama de Moody (ver anexo B7) con los valores de la rugosidad relativa $\frac{D}{\epsilon}$ y número de Reynolds Nr

Con $\frac{D}{\epsilon} = 169333.33$ y $Nr = 99204.63$ tenemos que; $f_T = 0.0175$

Entonces las pérdidas secundarias (h_{LS}) por fricción en accesorios son

$$h_{LS} = (K_{valvula} + K_{codo}) \frac{v^2}{2g}$$

$$h_{L_S} = ((150 + 20) \times 0.0175) \frac{\left(2.195 \frac{m}{s}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)} = 0.731 \text{ m}$$

Las pérdidas por fricción totales en el sistema son la suma de las pérdidas primarias y secundarias entonces (h_f) es

$$h_f = h_{L_P} + h_{L_S} = 0.045 \text{ m} + 0.731 \text{ m} = 0.776 \text{ m}$$

Como el depósito es abierto la carga de presión estática sobre el fluido es la que genera la presión atmosférica entonces, para nuestro caso tenemos una $P_{atm} = 75$ kPa. Entonces según la ecuación 2.13 la h_{sp} es

$$h_{sp} = P_{atm} = 75 \text{ kPa}$$

Transformando la presión atmosférica a unidades de columna de agua tenemos

$$h_{sp} = 75 \text{ kPa} \times 1000 \times \frac{1 \text{ pulg } H_2O}{249,1 Pa} \times \frac{0,0254 \text{ m}}{1 \text{ pulg}} = 7.546 \text{ m}$$

$$h_{sp} = 7.546 \text{ m}$$

Según el esquema de succión la diferencia de elevación desde el nivel del fluido en el depósito a la línea central de la entrada de succión de la bomba es 0.65 m (ver figura 4.5.).

$$h_s = 0.65 \text{ m}$$

El fluido se encuentra a una temperatura ambiente de 16°C entonces la carga de presión de vapor del líquido es de 0.1934 m (ver anexo B6)

$$h_{vp} = 0.1934 \text{ m}$$

El NPSH_(Disponible) del sistema de bombeo es

$$NPSH_{DISP.} = h_{sp} - h_s - h_f - h_{vp}$$

El h_s es negativo porque la bomba esta sobre el nivel del líquido en el depósito

$$NPSH_{DISP.} = 7.546 \text{ m} - 0.65 \text{ m} - 0.776 \text{ m} - 0.1934 \text{ m}$$

$$NPSH_{DISP.} = 5.927 \text{ m}$$

B. Cálculo de la Eficiencia de la bomba.

$$e_{bomba} = \frac{\text{Potencia transmitida al fluido}}{\text{Potencia entrada a la bomba}} = \frac{PA}{PI} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

Para el cálculo de la eficiencia primero debemos encontrar la potencia transmitida al fluido (P_A) por la bomba con la siguiente fórmula

$$PA = h_A \cdot \gamma \cdot Q \quad \text{Ecuación 2.7}$$

Para hallar la energía que se agrega al fluido h_A se aplica la ecuación de la energía entre los puntos P0 y P2 en el sistema de bombeo del banco de pruebas

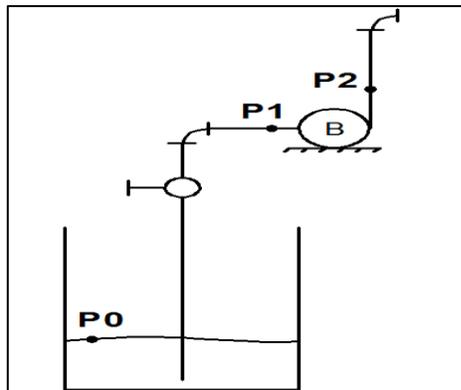


Figura 4.6. Esquema de medición de presiones en el banco de pruebas

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Aplicación de la Ecuación de la energía entre P0 – P2

$$\frac{P_0}{\gamma} + z_0 + \frac{v_0^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Tomando a consideración las condiciones hidráulicas de cálculo la ecuación se reduce

$$h_A = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + h_L$$

Donde el (h_A) es también conocido como la carga dinámica total o TDH (Total Dynamic Head) y su valor es

$$h_A = \frac{9 \frac{kN}{m^2}}{9.806 \frac{kN}{m^3}} + 1.2 m + \frac{(2.195)^2 \frac{m^2}{s^2}}{2(9.81 \frac{m}{s^2})} + 0.776 m$$
$$h_A = 3.139 m$$

La potencia aplicada al fluido (P_A) es

$$P_A = h_A \cdot \gamma \cdot Q_1$$
$$P_A = 3.139 m \times 9.806 \frac{kN}{m^3} \times 0.00445 \frac{m^3}{s}$$

$$P_A = 0.137 kW = 0.184 HP$$

La potencia activa de entrada a la bomba (P_I) para este caso de estudio se obtiene mediante la medición de los parámetros eléctricos del motor de la bomba con la siguiente ecuación

$$P_I = \text{Voltaje} \times \text{Amperaje} \quad \text{Ecuación 2.12}$$

$$PI = 142 V \times 5.5 A = 781 W \left(\frac{1 HP}{745.7 W} \right) = 1.05 HP$$

Entonces la eficiencia de la bomba (e_{bomba}) es

$$e_{bomba} = \frac{\text{Potencia transmitida al fluido}}{\text{Potencia entrada a la bomba}} \times 100\% = \frac{PA}{PI} \times 100\%$$

$$e_{bomba} = \frac{PA}{PI} \times 100\% = \frac{0.184 HP}{1.05 HP} \times 100\% = 17.5 \%$$

En la tabla 4.1, se observa los valores de los parámetros obtenidos en las pruebas hidráulicas y en los cálculos teóricos.

4.1.4. OBTENCIÓN DE UNA CURVA DE REFERENCIA DE NPSH_{REQUERIDO} PARA LAS CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA CENTRÍFUGA DEL BANCO DE PRUEBAS.

Debido a que la bomba centrífuga del banco de pruebas carece de la curva de NPSH_{Requerido} y siendo este parámetro indispensable para demostrar que la bomba funciona en régimen de cavitación es necesario tener una curva de referencia que se asemeje a las condiciones de funcionamiento.

Para obtener una curva de referencia de NPSH_{Requerido} se deberá comparar las condiciones físicas y de rendimiento de la bomba del banco de pruebas con las bombas existentes en catálogos y tomaremos la que mejor se asemeje.

Tabla 4.1. Resultados de los parámetros de rendimiento de la Bomba centrífuga antes de la cavitación.

CAUDAL		NPSH	PRESIÓN A LA SALIDA DE LA BOMBA		TDH	POTENCIA APLICADA AL FLUIDO	VOLTAJE	AMPERAJE	POTENCIA ELÉCTRICA o DE ENTRADA A LA BOMBA	EFICIENCIA DE LA BOMBA	RUIDO	Nº DE REVOLUCIÓN DE LA BOMBA
Q		NPSH _{DIS.}	P2		h _A	PA	V	A	PI	e	R	N
lt/s	m ³ /s	m	Bar	kPa	m	HP	Volt.	Amp.	HP	%	dB	Rpm
0	0,0000	6,702	1,58	158	17,31	0,00	160	2,6	0,56	0,0	75	2300
0,5	0,0005	6,685	1,47	147	16,21	0,11	157	3,1	0,65	16,3	75	2270
1	0,0010	6,648	1,39	139	15,44	0,20	155	3,3	0,69	29,6	75	2250
1,5	0,0015	6,587	1,3	130	14,60	0,29	152	3,8	0,77	37,2	75	2225
2	0,0020	6,514	1,2	120	13,68	0,36	150	4,1	0,82	43,6	75	2190
2,5	0,0025	6,422	1,1	110	12,77	0,42	148	4,5	0,89	47,0	75	2170
3	0,0030	6,319	0,9	90	10,87	0,43	145	4,8	0,93	46,0	75	2155
3,5	0,0035	6,195	0,7	70	9,00	0,41	143	5	0,96	43,2	75	2130
4	0,0040	6,057	0,5	50	7,14	0,38	142	5,2	0,99	37,9	75	2120
4,45	0,00445	5,926	0,09	9	3,14	0,18	142	5,5	1,05	17,5	78	2110

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Los parámetros a comparar entre las bombas son:

- Diámetros del rodete, succión y descarga.
- Número de revoluciones.
- Frecuencia eléctrica.
- Curva de rendimiento Altura vs Caudal.
- Los valores de rendimiento de potencia y eficiencia.

Características, curva y valores rendimiento de la bomba centrífuga del banco de pruebas.

Características:

Ø de rodete = 5,75 pulgadas, Ø de succión = 2 pulgadas, Ø de descarga = 1 pulgada,
Frecuencia Eléctrica = 60 Hz

Curva y Valores de rendimiento

La curva Altura vs Q y los valores de rendimiento de la bomba PI (Potencia de entrada a la bomba), N (Número de revoluciones) se obtienen de la Tabla 4.1 donde se observa que el número de revoluciones en cada punto es diferente por lo que se procederá a aplicar las Leyes de Afinidad para Bombas Centrífugas con variación de velocidad para un número constante de 1750 rpm debido a que ese es el valor que existe en catálogos.

Para entender el procedimiento de cálculo aplicando las leyes de afinidad usaremos los siguientes datos; $Q = 0.0035 \text{ m}^3/\text{s}$, $h_a = 9 \text{ m}$, $PI = 0,96 \text{ HP}$, $N = 2130 \text{ rpm}$.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

$$Q_1 = \frac{N_1}{N_2} (Q_2) = \frac{1750 \text{ rpm}}{2130 \text{ rpm}} (0.0035 \text{ m}^3/\text{s}) = 0.0029 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\frac{ha1}{ha2} = \left(\frac{N1}{N2}\right)^2 \quad \text{Ecuación 2.10}$$

$$ha1 = \left(\frac{N1}{N2}\right)^2 (ha2) = \left(\frac{1750 \text{ rpm}}{2130 \text{ rpm}}\right)^2 (9 \text{ m}) = 6.07 \text{ m}$$

$$\frac{P1}{P2} = \left(\frac{N1}{N2}\right)^3 \quad \text{Ecuación 2.11}$$

$$P1 = \left(\frac{N1}{N2}\right)^3 (P2) = \left(\frac{1750 \text{ rpm}}{2130 \text{ rpm}}\right)^3 (0.96 \text{ HP}) = 0.53 \text{ HP}$$

Los resultados de las ecuaciones se muestran en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Aplicación de las leyes de afinidad en los parámetros de rendimiento de la bomba centrífuga del banco de pruebas.

APLICACIÓN DE LAS ECUACIONES DE AFINIDAD PARA N = 1750 RPM				
CAUDAL		ALTURA mts	POTENCIA HP	EFICIENCIA %
m ³ /s	m ³ /h			
0,0000	0,00	10,02	0,25	0,0
0,0004	1,39	9,63	0,30	16,3
0,0008	2,80	9,34	0,32	29,6
0,0012	4,25	9,03	0,38	37,2
0,0016	5,75	8,73	0,42	43,6
0,0020	7,26	8,31	0,47	47,0
0,0024	8,77	7,17	0,50	46,0
0,0029	10,35	6,07	0,53	43,2
0,0033	11,89	4,87	0,56	37,9
0,0037	13,29	2,16	0,60	17,5

Fuente: Santiago F. Vargas B.

La curva de rendimiento de la bomba según los resultados de la tabla 4.2 se muestra en la siguiente figura.

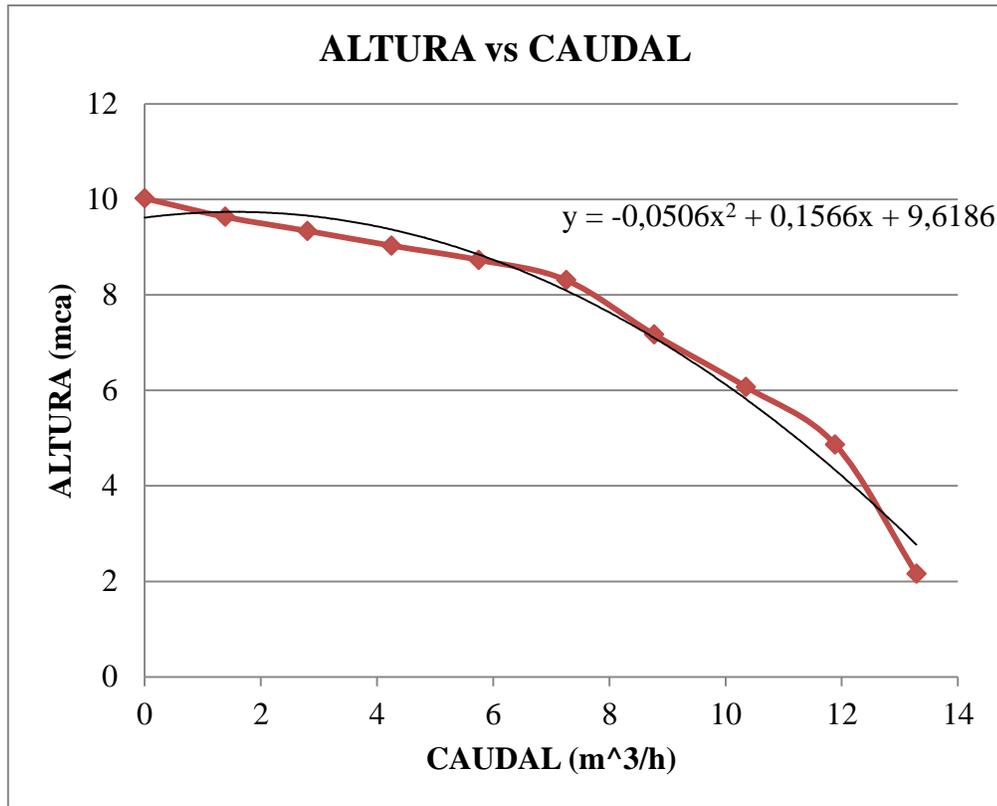


Figura 4.7. Curva de Altura vs Caudal de la bomba aplicado las leyes de afinidad para un valor constante de revoluciones de 1750 rpm.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Después de investigar y comparar bombas en catálogos encontramos que la mejor en asemejarse a la nuestra es la Bomba Centrífuga, marca Goulds, modelo 3656/3756 grupo S, de tamaño 9BF 1x2-8 que tiene las siguientes características y rendimiento.

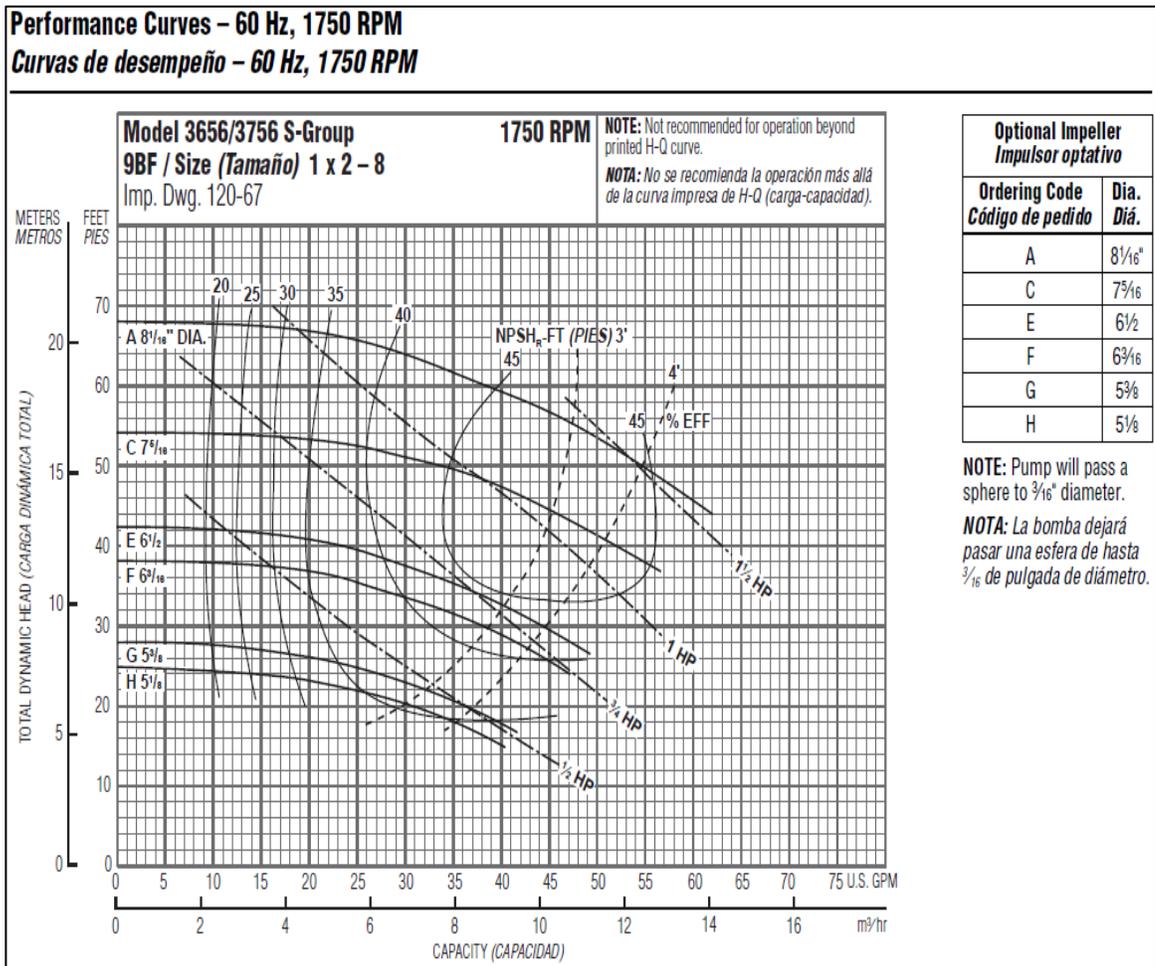


Figura 4.8. Curva de desempeño y características de la bomba centrífuga modelo 3656/3756 grupo S.

Fuente: (Goulds, 2013).

El diámetro de rodete de la bomba centrífuga del banco de pruebas es de 5,75 pulgadas y en la figura 4.4 se observa que las curvas de rendimiento de la bomba del catálogo no presenta valores para esta medida de diámetro; por lo que se realizará una interpolación entre las curvas F y G de la figura para obtener valores de rendimiento a un diámetro de 5,75 pulgadas. Una vez obtenida la curva de rendimiento interpolada se procederá a realizar la comparación con la curva de rendimiento de la bomba del banco de pruebas aplicada las leyes de afinidad.

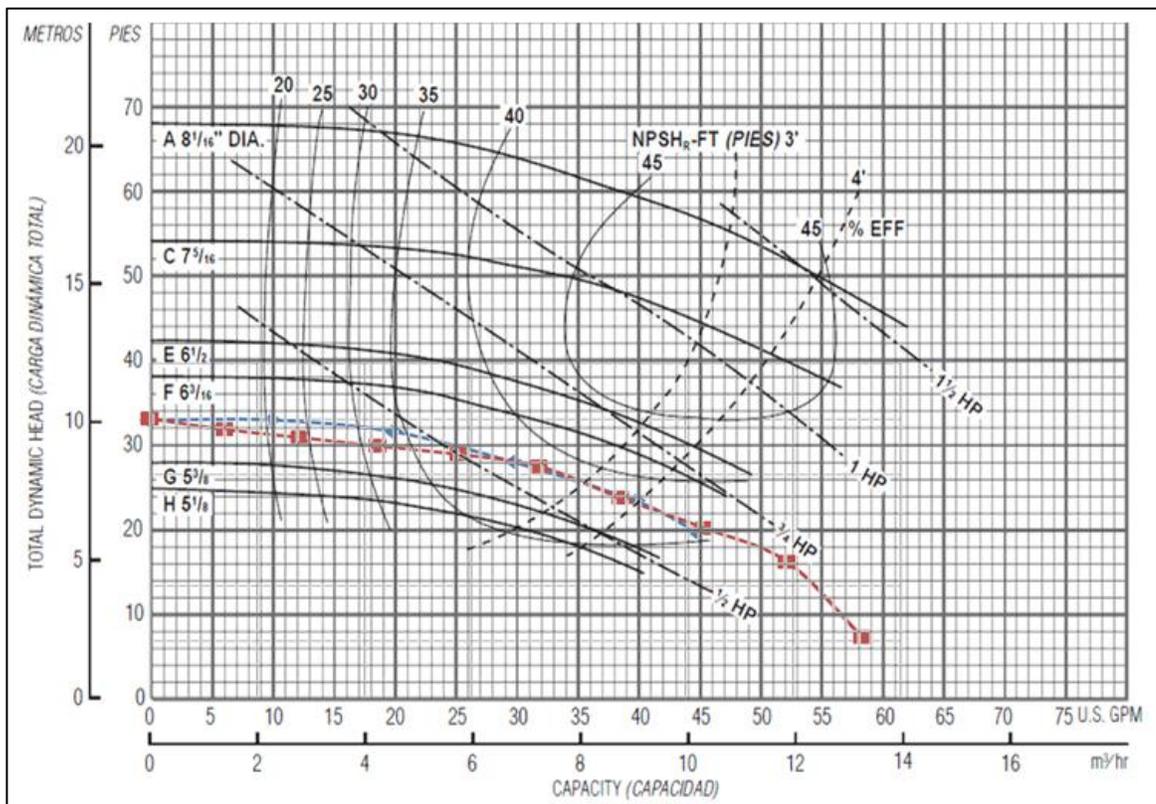


Figura 4.9. Comparación de curvas de la bomba del catálogo con la bomba del banco de pruebas aplicando las leyes de afinidad.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Una vez indicado que la curva de la bomba del catálogo es semejante a la curva de rendimiento de nuestra bomba se procede hacer lectura de los valores de referencia de $NPSH_{Requerido}$ para la generación de régimen de la cavitación en la bomba.

En la figura 4.5 se observa dos curvas de $NPSH_{Requerido}$ con valores de 3 y 4 pies, entonces observando la curva de rendimiento de nuestra bomba designaremos valores para cada punto de operación de la misma; los valores a tomar serán en un rango de (2 - 5 pies) pero siempre cumpliendo con los rangos de operación de la curva del catálogo. También debido a que la curva real de bomba del banco de pruebas es de velocidad variable debemos aplicar la siguiente ecuación para obtener los valores reales de $NPSH_{Requerido}$.

$$(NPSH_R)_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 (NPSH_R)_1 \quad \text{Ecuación 2.14}$$

Para observar el cálculo se usará el punto que tiene un $NPSH_{\text{Requerido}} = 1,31 \text{ m}$ y $N = 1750 \text{ rpm}$ y calcularemos el $NPSH_{\text{Requerido}}$ real para ese punto en la curva de la bomba de velocidad variable del banco de pruebas.

$$(NPSH_R)_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 (NPSH_R)_1 = \left(\frac{2130 \text{ rpm}}{1750 \text{ rpm}}\right)^2 (1,31 \text{ m})$$

$$(NPSH_R)_2 = 1,94 \text{ m}$$

En la siguiente tabla se muestran los resultados de los cálculos para los demás puntos de operación de la curva.

Tabla 4.3: Resultados de los cálculos de $NPSH_{\text{Requerido}}$

PUNTOS DE OPERACIÓN DE LA CURVA APLICADA LAS LEYES AFINIDAD		N° DE REVOLUCIONES		NPSH _R		
		Catálogo	Curva real	Catálogo		Calculado
		N1	N2	(NPSH _R) ₁		(NPSH _R) ₂
CAUDAL m ³ /h	ALTURA m	rpm		pies	m	m
0,00	10,02	1750	2300	2	0,61	1,05
1,39	9,63	1750	2270	2,2	0,67	1,13
2,80	9,34	1750	2250	2,3	0,70	1,16
4,25	9,03	1750	2225	2,4	0,73	1,18
5,75	8,73	1750	2190	2,6	0,79	1,24
7,26	8,31	1750	2170	2,8	0,85	1,31
8,77	7,17	1750	2155	3,8	1,16	1,76
10,35	6,07	1750	2130	4,3	1,31	1,94
11,89	4,87	1750	2120	4,6	1,40	2,05
13,29	2,16	1750	2110	5	1,52	2,21

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Entonces los valores reales de $NPSH_{\text{Requerido}}$ para cada punto de operación de nuestra bomba centrífuga del banco de pruebas quedan de la siguiente manera.

Tabla 4.4: $NPSH_{\text{Requerido}}$ para cada punto de operación de la bomba del banco de pruebas.

Q		TDH	$NPSH_R$
lt/s	m ³ /s	mts	mts
0	0,0000	17,31	1,05
0,5	0,0005	16,21	1,13
1	0,0010	15,44	1,16
1,5	0,0015	14,60	1,18
2	0,0020	13,68	1,24
2,5	0,0025	12,77	1,31
3	0,0030	10,87	1,76
3,5	0,0035	9,00	1,94
4	0,0040	7,14	2,05
4,45	0,00445	3,14	2,21

Fuente: Santiago F. Vargas B.

4.1.5. GENERACIÓN DE CAVITACIÓN EN LA BOMBA CENTRÍFUGA DEL BANCO DE PRUEBAS.

Lo ideal en el diseño de sistemas de bombeo es que la bomba funcione sin cavitación, esto se logra controlando que el $NPSH_{\text{Disponible}} \geq NPSH_{\text{Requerido}}$, en este estudio debemos generar cavitación por lo que hay que provocar que $NPSH_{\text{Disponible}} < NPSH_{\text{Requerido}}$.

Para que la bomba centrífuga funcione en régimen de cavitación se estrangulará el fluido cerrando parcialmente la válvula de bola en el tramo de succión, con esto se aumentará las pérdidas de fricción en el accesorio y se disminuirá el $NPSH_{\text{Disponible}}$ del sistema de bombeo. Con la caída del $NPSH_{\text{Disponible}}$ se bajará la presión en el

tramo de succión y según la teoría existirá formación de burbujas en el fluido que colapsarán en el rodete de la bomba por los altos gradientes de presión.

4.1.5.1. PROCEDIMIENTO DE ESTRANGULACIÓN DEL FLUIDO

1. Encender la bomba.
2. Abrir completamente la válvula de descarga.
3. Cerrar gradualmente la válvula de succión hasta observar en la tubería de acrílico la formación de las primeras burbujas en el fluido.
4. Tomar nota de Q1, P1 y P2 en el tablero de medición.
5. Calcular el nuevo $NPSH_{Disponible}$ del sistema de bombeo.
 - Si el valor calculado de $NPSH_{Disponible} < NPSH_{Requerido}$, se dice que la bomba funciona en régimen de cavitación.
 - Si el valor calculado de $NPSH_{Disponible} > NPSH_{Requerido}$, la bomba funciona sin cavitación por lo que debemos disminuir el $NPSH_{Disponible}$ aumentando el cierre de la válvula de succión. Repetir procedimiento desde el paso 3 sin importar el aumento de burbujas.
6. Una vez demostrado que la bomba funciona en régimen de cavitación tomar dato del tiempo de funcionamiento.
7. Apagar la bomba.

Este procedimiento realizará hasta observar los primeros síntomas de desgaste en el rodete de la bomba provocados por la cavitación.

4.1.5.2. CÁLCULOS DEL VALOR DE $NPSH_{DISPONIBLE}$ CON ESTRANGULACIÓN DEL FLUIDO.

En los ensayos hidráulicos realizados siguiendo el procedimiento de estrangulación del fluido se definió que la válvula de succión debe cerrarse un valor igual o mayor a

60° desde su posición de apertura total para generar régimen de cavitación en la bomba.

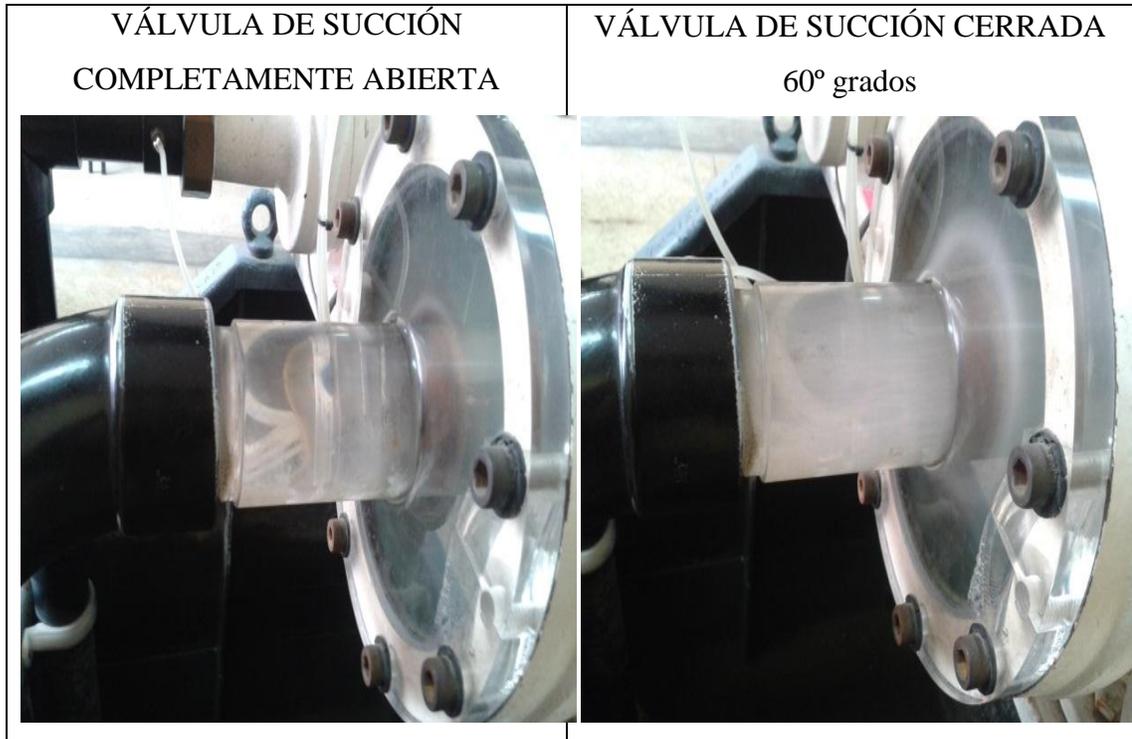


Figura 4.10. Generación de cavitación en la bomba centrífuga por efecto del cierre de la válvula de succión.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

La lectura de los datos en el tablero de medición de la bomba con 60° de cierre de la válvula se muestra en la figura 4.11 y son:

Caudal $Q_1 = 3,5$ lt/s, Presión del fluido a la entrada de la bomba $P_1 = -0,58$ Bar, Presión del fluido a la salida de la bomba $P_2 = 0,2$ Bar y las revoluciones $N_1 = 2119$



Figura 4.11. Lectura de los valores en el tablero de medición hidráulica cuando la válvula de succión está cerrada 60° grados.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Realizando el cambio de unidades al S.I los valores quedan de la siguiente manera:

Caudal $Q_1 = 0.0035 \text{ m}^3/\text{s}$, Presión $P_1 = -58 \text{ kPa}$, $P_2 = 20 \text{ kPa}$.

Cálculo del NPSH (Disponible) de la bomba

$$NPSH_{DISP.} = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp} \quad \text{Ecuación 2.13}$$

El área del tramo (A) de tubería de succión es

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

$$A = \frac{\pi(0.0508 \text{ m})^2}{4} = 2.02 \text{ E}^{-03} \text{ m}^2$$

La velocidad del fluido (v) es

$$v = \frac{Q_1}{A} ; \text{ Ecuación 2.1}$$

$$v = \frac{0.0035 \frac{m^3}{s}}{2.02E^{-03} m^2} = 1.733 \frac{m}{s}$$

El número de Reynolds (Nr) es

$$Nr = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

$$Nr = \frac{1.733 \frac{m}{s} \times 0.0508 m}{1.02 E^{-06} \frac{m^2}{s}} = 86310.2$$

Con el material de la tubería PVC tenemos que su rugosidad es $\epsilon = 3.0E^{-07} m$ (ver anexo B3)

La rugosidad relativa $\frac{D}{\epsilon}$ del material es

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0.0508 m}{3.0E^{-07} m} = 169333.33$$

El valor del factor de fricción (f) es

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7 \left(\frac{D}{\epsilon} \right)} + \frac{5.74}{Nr^{0.9}} \right) \right]^2} \quad \text{Ecuación 2.5}$$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7(169333.33)} + \frac{5.74}{(86310.2)^{0.9}} \right) \right]^2} = 0.0185$$

Las pérdidas primarias (h_{LP}) por fricción en la tubería son

$$h_{LP} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ecuación 2.4}$$

$$h_{LP} = 0.0185 \times \frac{0.3 \text{ m}}{0.0508 \text{ m}} \times \frac{\left(1.733 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 0.017 \text{ m}$$

Las pérdidas secundarias (h_{LS}) por fricción en accesorios son

$$h_{LS} = h_{LS(\text{Codo})} + h_{LS(\text{Válvula})}$$

Las pérdidas secundarias por fricción en el codo de 90° de radio largo son

$$h_{LS(\text{Codo})} = (K_{\text{codo}}) \frac{v^2}{2g} \quad \text{Ecuación 2.6}$$

El coeficiente de resistencia del codo de 90° de radio largo es

$$K_{\text{codo}} = 20 f_T \quad ; \text{ ver anexo B5}$$

Debido a que el material del codo es PVC determinamos el factor de fricción f_T usando el diagrama de Moody (ver anexo B7) con los valores de la rugosidad relativa $\frac{D}{\epsilon}$ y número de Reynolds Nr

Con $\frac{D}{\epsilon} = 169333.33$ y $Nr = 86310.2$ tenemos que; $f_T = 0.019$

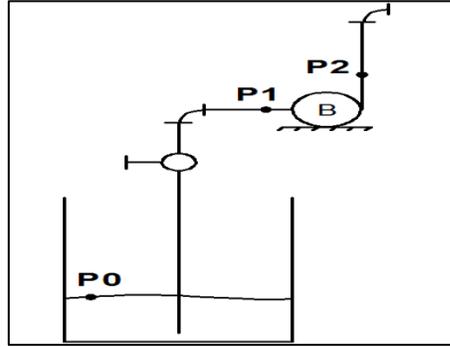
Entonces las pérdidas secundarias por fricción en el codo son

$$h_{LS(\text{Codo})} = (K_{\text{codo}}) \frac{v^2}{2g}$$

$$h_{LS(\text{Codo})} = (20 \times 0.019) \frac{\left(1.733 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)} = 0.058 \text{ m}$$

Las pérdidas secundarias por fricción en la válvula de bola cerrada 60° desde su posición de apertura total son:

Planteamos la ecuación general de la energía entre P0 a P1 en el esquema de succión de la bomba que se muestra en la **Figura 4.6**



$$\frac{P_0}{\gamma} + z_0 + \frac{v_0^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Aplicamos la ecuación de la energía entre estos dos puntos para conocer las pérdidas reales en la válvula por efecto del cierre de 60 grados entonces considerando todas las condiciones la ecuación queda

$$h_L = -\left(\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g}\right) \quad \text{ec(1)}$$

Las pérdidas primarias totales en la succión (h_f) son

$$h_f = h_{LP} + h_{LS(Codo)} + h_{LS(Válvula)} \quad \text{ec(2)}$$

En la ecuación de la energía tenemos un valor de (h_L) que es la misma que en la ecuación de la energía es la misma que (h_f) en la succión de la tubería por lo que reemplazamos la ecuación (1) en (2) y tenemos;

$$h_{LS(Válvula)} = -\frac{P_1}{\gamma} - \frac{v_1^2}{2g} - z_1 - (h_{LP} + h_{LS(Codo)})$$

P1 es la lectura de la presión del fluido a la entrada de la bomba que nos da el vacuómetro en el tablero de medición de la bomba, dando P1= -58 kPa

Entonces:

$$h_{L_S(\text{válvula})} = -\frac{(-58 \text{ kPa})}{9.806 \text{ kN/m}^3} - \frac{(1.733 \text{ m/s})^2}{2(9.81 \text{ m/s}^2)} - 0.65 \text{ m} - (0.017 \text{ m} + 0.058 \text{ m})$$

$$h_{L_S(\text{válvula})} = 5.037 \text{ m}$$

Las pérdidas por fricción (h_f) total son

$$h_f = h_{L_P} + h_{L_S(\text{Codo})} + h_{L_S(\text{válvula})} = 0.017 \text{ m} + 0.058 \text{ m} + 5.037 \text{ m} = 5.112 \text{ m}$$

Como el depósito es abierto la carga de presión estática (absoluta) sobre el fluido es la que genera la presión atmosférica entonces, para nuestro caso tenemos una $P_{atm} = 75 \text{ kPa}$. Entonces según la ecuación 2.13 la h_{sp} es

$$h_{sp} = P_{atm} = 75 \text{ kPa}$$

Transformando la presión atmosférica a unidades de columna de agua tenemos

$$h_{sp} = 75 \text{ kPa} \times 1000 \times \frac{1 \text{ pulg } H_2O}{249,1 Pa} \times \frac{0,0254 \text{ m}}{1 \text{ pulg}} = 7.546 \text{ m}$$

$$h_{sp} = 7.546 \text{ m}$$

Según el esquema de succión la diferencia de elevación desde el nivel del fluido en el depósito a la línea central de la entrada de succión de la bomba es 0.65 m (ver figura 4.5.).

$$h_s = 0.65 \text{ m}$$

El fluido se encuentra a una temperatura ambiente de 16°C entonces la carga de presión de vapor del líquido es de 0.1934 m (ver anexo B6)

$$h_{vp} = 0.1934 \text{ m}$$

Cálculo del NPSH_(Disponible) de la bomba es

$$NSPH_{DISP.} = h_{sp} - h_s - h_f - h_{vp}$$

El h_s es negativo porque la bomba esta sobre el nivel del líquido en el depósito

$$NSPH_{DISP.} = 7.546 \text{ m} - 0.65 \text{ m} - 5.112 \text{ m} - 0.1934 \text{ m}$$

$$NSPH_{DISP.} = 1.591 \text{ m}$$

Debemos calcular el TDH de la bomba cuando la válvula está cerrada 60° para determinar que el punto de operación en estas condiciones se encuentra dentro del rango de la curva.

Entonces se aplica la ecuación de la energía entre P0 – P2 de la figura 4.6

$$\frac{P0}{\gamma} + z_0 + \frac{v_0^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{P2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Tomando a consideración las condiciones hidráulicas de cálculo la ecuación se reduce

$$h_A = \frac{P2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + h_L$$

Donde el TDH es igual al (h_A) de la ecuación:

P2 es la lectura de la presión del fluido a la salida de la bomba que nos da el manómetro en el tablero de medición de la bomba, dando $P2 = 20 \text{ kPa}$

$$h_A = \frac{20 \frac{kN}{m^2}}{9.806 \frac{kN}{m^3}} + 1.2 m + \frac{(1.733)^2 \frac{m^2}{s^2}}{2(9.81 \frac{m}{s^2})} + 5.112 m$$

$$h_A = 8.505 m$$

Entonces con el punto de operación $Q_1 = 0.0035 \text{ m}^3/\text{s}$, $TDH = 8.505 \text{ mts}$ observamos en la **Tabla 4.4** que efectivamente estamos en el rango de la curva de la bomba y tenemos un $NPSH_{\text{Requerido}} = 1.94 \text{ mts}$.

Entonces; $NPSH_{\text{Disponible}} = 1,591 \text{ m} < NPSH_{\text{Requerido}} = 1,94 \text{ m}$ se demuestra que la bomba funciona en régimen de cavitación cuando se cierra 60° la válvula de bola en la succión.

Tiempo de funcionamiento de la bomba en régimen de cavitación.

Como se demostró anteriormente que cerrando la válvula de bola en la succión 60% tenemos régimen de cavitación se realizó el procedimiento de estrangulación del fluido durante 9 días; cada prueba tubo un aproximado de 3,5 horas/día teniendo como resultado un total de 31,5 horas de funcionamiento, después de este periodo de tiempo se presentó los primeros signos de corrosión y pequeñas picaduras en el rodete de la bomba por lo que se suspendió este procedimiento para medir y evaluar los efectos de la cavitación en los parámetros de rendimiento de la bomba.



Figura 4.12. Efecto de la cavitación en el rodete de la bomba

Fuente: Santiago F. Vargas B.

En la figura 4.12, se observa la zona de oxidación y pequeñas picaduras que el rodete de la bomba presentó por efectos de la cavitación, según la investigación teórica realizada el lugar afectado concuerda exactamente con las zonas de afección de este fenómeno.

4.1.6. ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO DE LA BOMBA CENTRÍFUGA DESPUÉS DEL TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO EN RÉGIMEN DE CAVITACIÓN.

4.1.6.1. PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR LA TOMA DE DATOS EN EL BANCO DE PRUEBAS.

El procedimiento es exactamente el mismo que se realizó en condiciones normales de funcionamiento antes de la cavitación, los pasos son los siguientes:

- Encender la bomba.
- Abrir completamente la válvula de bola del tramo de succión.

- Cerrar completamente la válvula de bola del tramo de descarga de la bomba.
- Gradualmente abrir la válvula de bola del tramo de descarga para controlar el caudal y por cada rango del mismo tomar nota de los siguientes datos:
 - ✓ Tableros de medición y control:
 - Hidráulico
 - Caudal Q_1 (L.P.S.).
 - Presión P_2 (Bar).
 - N° de revoluciones N_1 (rpm).
 - Eléctrico
 - Voltaje (V).
 - Amperaje (A).
 - ✓ Equipo de medición de nivel de ruido.
 - Sonómetro (dB).
 - ✓ Tubería acrílica en la succión de bomba.
 - Observar si existe formación de burbujas en el fluido.
- Apagar la bomba.
- Calcular la Eficiencia de la bomba.

El procedimiento de cálculo para encontrar los parámetros necesarios en esta sección son exactamente los mismos que se realizó en el procedimiento de funcionamiento normal de la bomba antes de la cavitación por tal motivo se presentan los resultados directamente en la tabla 4.5.

Tabla 4.5: Resultados de los parámetros de rendimiento de la Bomba centrífuga después del tiempo de funcionamiento en régimen de cavitación.

CAUDAL		NPSH	PRESIÓN A LA SALIDA DE LA BOMBA		TDH	POTENCIA APLICADA AL FLUIDO	VOLTAJE	AMPERAJE	POTENCIA ELÉCTRICA o DE ENTRADA A LA BOMBA	EFICIENCIA DE LA BOMBA	RUIDO	Nº DE REVOLUCIÓN DE LA BOMBA
Q		NPSH _{DIS.}	P2		h _A	PA	V	A	PI	e	R	N
lt/s	m ³ /s	m	Bar	kPa	m	HP	Volt.	Amp.	HP	%	dB	rpm
0	0,0000	6,702	1,56	156	17,11	0,00	158	2,6	0,55	0,0	76	2340
0,5	0,0005	6,685	1,44	144	15,90	0,10	155	2,9	0,60	17,3	75	2300
1	0,0010	6,648	1,35	135	15,03	0,20	154	3,2	0,66	29,9	75	2275
1,5	0,0015	6,587	1,26	126	14,19	0,28	152	3,6	0,73	38,2	75	2235
2	0,0020	6,514	1,2	120	13,68	0,36	150	3,9	0,78	45,8	78	2205
2,5	0,0025	6,422	1,1	110	12,77	0,42	148	4,3	0,85	49,2	78	2175
3	0,0030	6,319	0,9	90	10,87	0,43	146	4,6	0,90	47,6	78	2150
3,5	0,0035	6,195	0,7	70	9,00	0,41	145	4,9	0,95	43,5	79	2125
4	0,0040	6,057	0,5	50	7,14	0,38	144	5,1	0,98	38,1	84	2105
4,38	0,00438	5,950	0,07	7	2,90	0,17	142	5,3	1,01	16,6	85	2090

Fuente: Santiago F. Vargas B.

4.2. INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

Con los datos de los ensayos hidráulicos presentados en las tablas anteriores representaremos gráficamente el TDH, potencia de entrada a la bomba, eficiencia y ruido; cada uno de estos parámetros relacionados con el caudal de la bomba.

4.2.1. INTERPRETACIÓN GRÁFICA DE LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO ANTES DE GENERAR CAVITACIÓN EN LA BOMBA.

En la gráfica se representa la TDH o altura de bombeo vs el caudal de la bomba, se observa que conforme sigue aumentando el caudal las altura disminuye teniendo una curva decreciente de valores a su vez se determina que la altura máxima entregada por la bomba es de 17.31 mts y el máximo de caudal entregado es de 0,00445 m³/s.

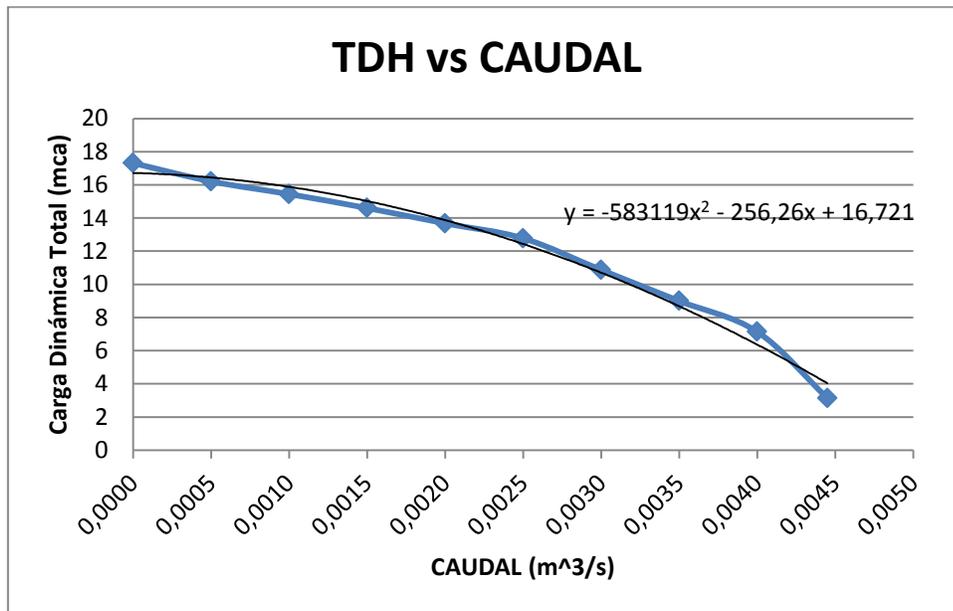


Figura 4.13: Resultados del TDH vs Caudal de la bomba antes de generar cavitación en la misma.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

En la gráfica se representa la potencia de entrada vs el caudal de la bomba y acorde a los valores de la curva se deduce que la bomba cuando está encendida y no suministra

fluido tiene una potencia de entrada igual a 0,56 HP, conforme sigue aumentando el caudal aumenta la potencia; entonces la potencia máxima de entrega es 1.05 HP cuando el caudal es 0,00445 m³/s.

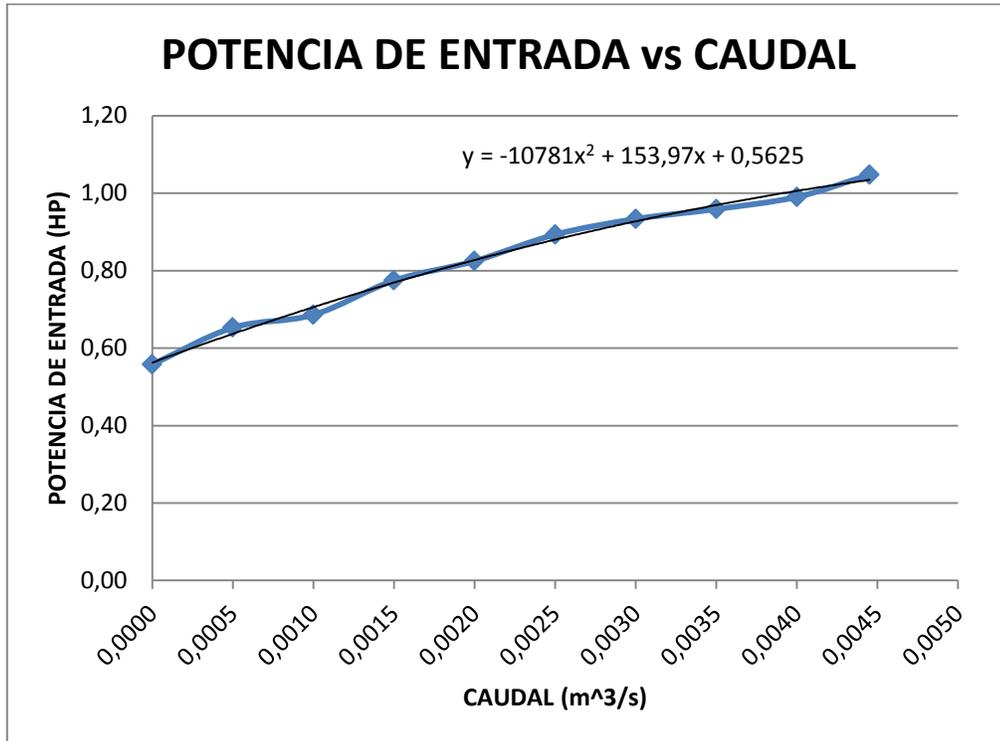


Figura 4.14: Resultados de la Potencia de entrada vs Caudal de la bomba antes de generar cavitación en la misma.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

En la gráfica se representa la eficiencia vs el caudal de la bomba y en los valores de la curva se observa que la eficiencia máxima es de 47% cuando la bomba entrega un caudal de 0.0025 m³/s, a su vez la gráfica indica que la bomba cuando entrega su máximo de caudal la eficiencia es 17.5%.

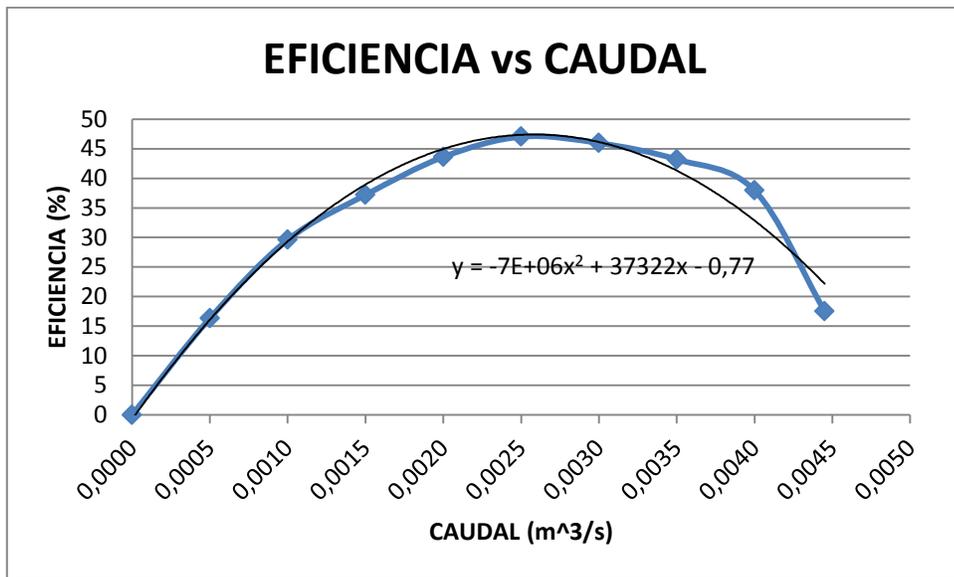


Figura 4.15: Resultados de la Eficiencia vs Caudal de la bomba antes de generar cavitación en la misma.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

En la gráfica se representa el ruido vs el caudal de la bomba y se observa que las mediciones de ruido conforme sigue aumentando el caudal se mantiene constante en 75 dB y existe un incremento de 3 dB cuando la bomba entrega su máximo de caudal.

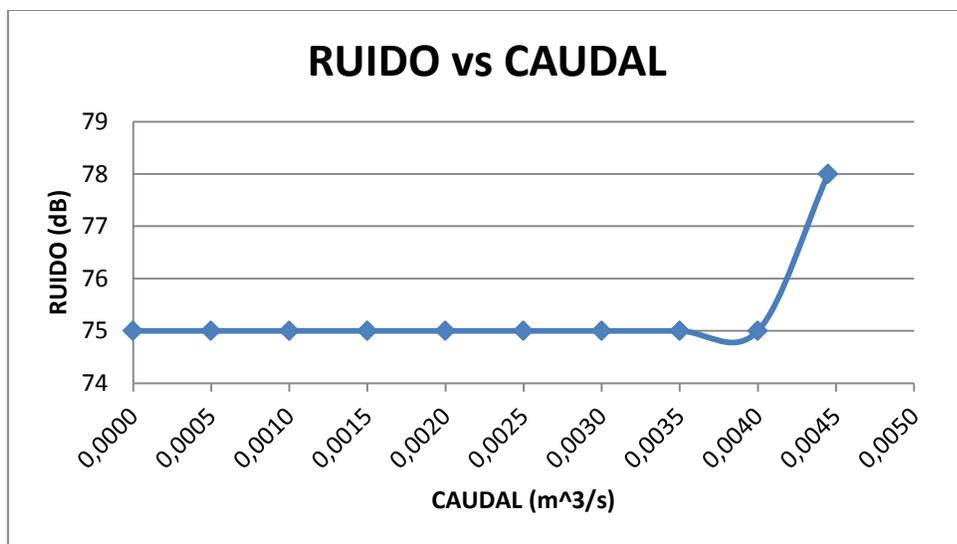


Figura 4.16: Resultados del Ruido vs Caudal de la bomba antes de generar cavitación en la misma.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

4.2.2. INTERPRETACIÓN GRÁFICA DE LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO DESPUÉS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA EN RÉGIMEN DE CAVITACIÓN.

En la gráfica se representa la TDH o altura de bombeo vs el caudal de la bomba y se observa que la altura máxima de Bombeo es 17.11 mts y el máximo de caudal entregado es de 0,004 38 m³/s.

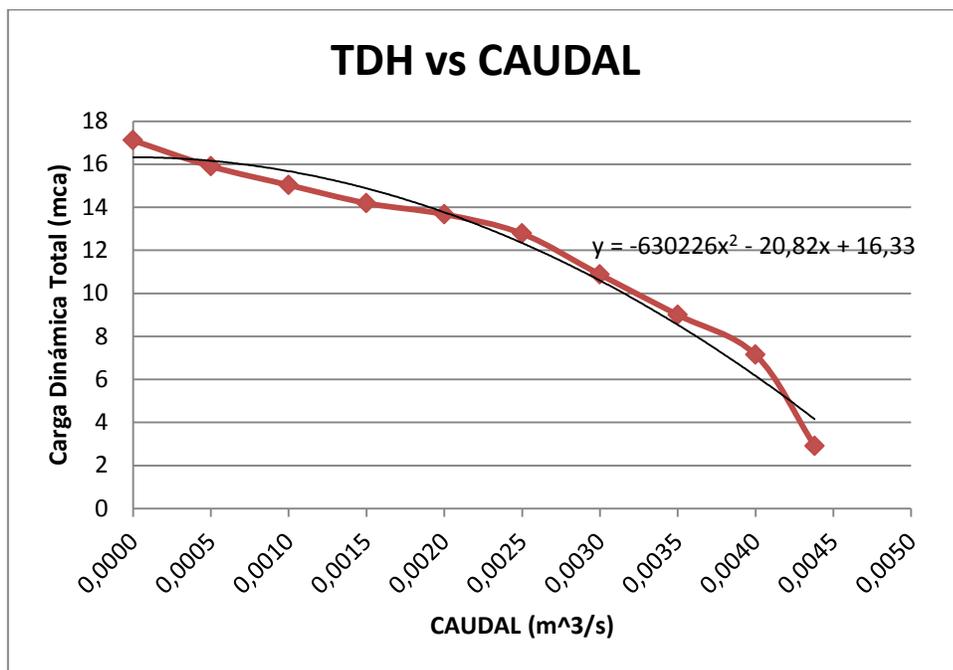


Figura 4.17: Resultados de TDH vs Caudal de la bomba después del funcionamiento en régimen de cavitación.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

En la gráfica se representa la potencia de entrada vs el caudal de la bomba y se observa que al no suministrar fluido la potencia de entrada es de 0,55 HP conforme sigue aumentando el caudal la potencia llega a un máximo de 1.01 HP.

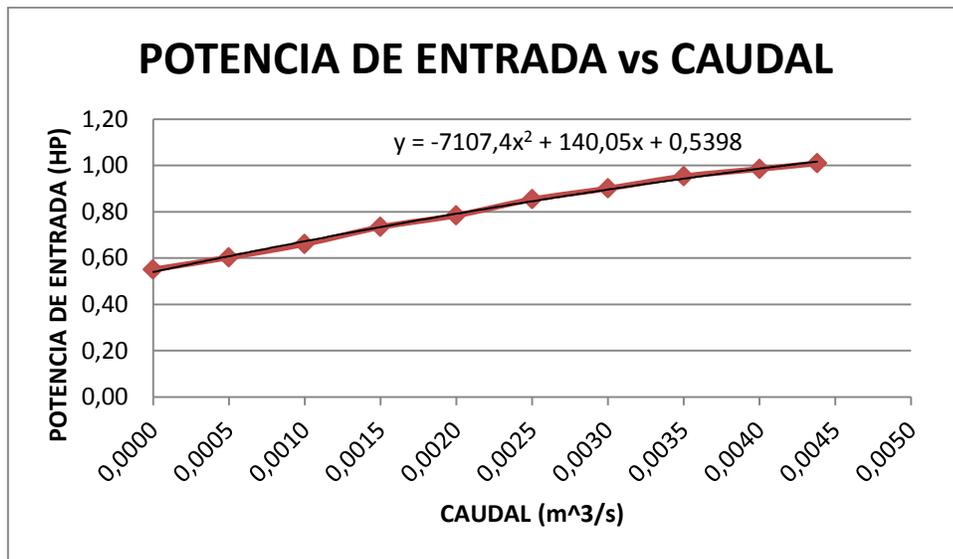


Figura 4.18: Resultados de la Potencia de entrada vs Caudal de la bomba después del funcionamiento en régimen de cavitación.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

En la gráfica se representa la eficiencia vs el caudal de la bomba y se observa que en un valor de caudal de 0.0025 m³/s la eficiencia es máxima con 49.2% a su vez en la curva de valores se denota que en un máximo de caudal la eficiencia es 16.6%.

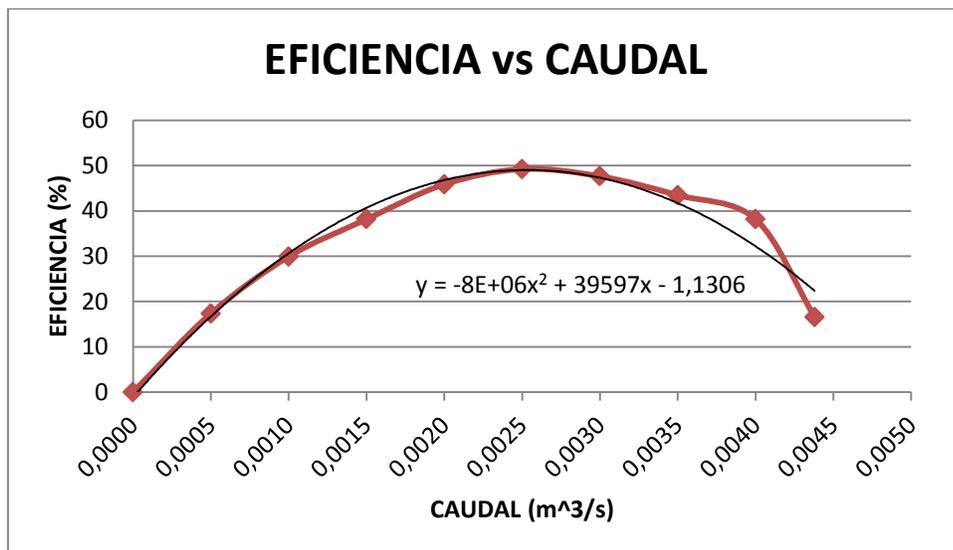


Figura 4.19: Resultados de la Eficiencia vs Caudal de la bomba después del funcionamiento en régimen de cavitación.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

En la gráfica se representa el ruido vs el caudal de la bomba y se observa que las mediciones de ruido son irregulares conforme sigue aumentando el caudal teniendo como valor más alto 85 dB cuando la bomba entrega su máximo de caudal.

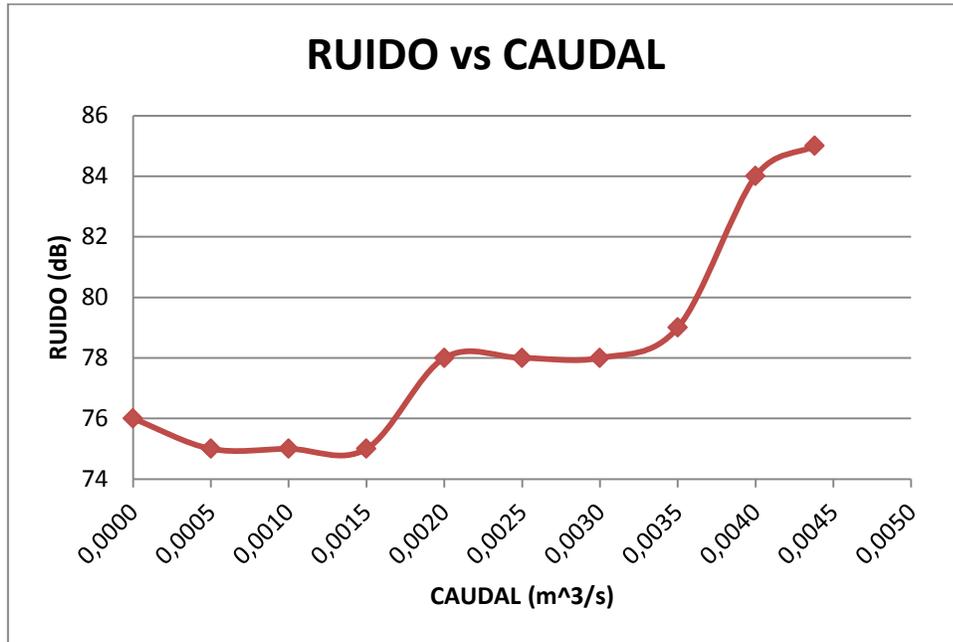


Figura 4.20: Resultados del Ruido vs Caudal de la bomba después del funcionamiento en régimen de cavitación.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

4.3. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS

HIPÓTESIS Ho: EL ESTUDIO DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA DE 1 HP NO PERMITE EVALUAR EL EFECTO QUE TIENE EN LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO ENERGÉTICO.

HIPÓTESIS Ha: EL ESTUDIO DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN UNA BOMBA CENTRÍFUGA DE 1 HP PERMITE EVALUAR EL EFECTO QUE TIENE EN LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO ENERGÉTICO.

VERIFICACIÓN

La hipótesis se verificará realizando la **Prueba “t” de Student para Observaciones Pareadas** en los grupos de datos de: TDH, Potencia de entrada, Eficiencia y Ruido de la bomba obtenidos antes y después de la cavitación..

Para la comprobación de la hipótesis se realizará un ensayo bilateral, hacia las dos colas, con un nivel de significación $\alpha = 5\%$ obteniendo el siguiente “t” tabulado:

$$PROBABILIDAD (P) = \frac{\alpha}{100} = \frac{5}{100} = 0.05$$

Como se analiza para las dos colas la probabilidad dividimos para 2 teniendo

$$P = \frac{0.05}{2} = 0.025$$

Los grados de libertad son

$$gl = n - 1 = 10 - 1 = 9$$

Con P y gl vamos a la tabla de “t” (ver anexo C) y tenemos

$$"t" \text{ tab}_{(9gl; 0.025)} = 2.262$$

Como se analiza a las dos colas

$$t_t = \pm 2.262$$

Regla de decisión: Se acepta la H_a , es decir la cavitación tiene efecto en el rendimiento, si el valor de t a calcularse se encuentra fuera del intervalo de $- 2.262$ a 2.262 , caso contrario si el valor se encuentra dentro del intervalo se acepta la H_o , es decir la cavitación no hace ningún efecto en el rendimiento.

4.3.1. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS DEL EFECTO QUE TIENE LA CAVITACIÓN EN LA BOMBA CON RESPECTO A LA TDH O ALTURA DE BOMBEO.

En la tabla se observa los resultados de TDH obtenidos antes y después de la cavitación así como la diferencia entre los valores.

Tabla 4.6: Verificación de la Hipótesis del efecto que tiene la cavitación en la bomba con respecto a la TDH.

N°	h _A (m)		D = h _{A1} - h _{A2}	D ²
	ANTES	DESPUES		
	h _{A1}	h _{A2}		
1	17,31	17,11	0,20	0,04
2	16,21	15,90	0,31	0,09
3	15,44	15,03	0,41	0,17
4	14,60	14,19	0,41	0,17
5	13,68	13,68	0,00	0,00
6	12,77	12,77	0,00	0,00
7	10,87	10,87	0,00	0,00
8	9,00	9,00	0,00	0,00
9	7,14	7,14	0,00	0,00
10	3,14	2,90	0,24	0,06
SUMA	120,17	118,61	1,56	0,52
PROMEDIO	12,02	11,86	0,156	

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Calculo de la varianza de las diferencias

$$S^2d = \frac{(\sum D^2) - \frac{(\sum D)^2}{n}}{n(n-1)} = \frac{(0,52) - \frac{(1,56)^2}{10}}{10(10-1)} = 3,074E^{-03}$$

$$Sd = \sqrt{S^2d} = 0,055$$

$$t = \frac{\bar{D}}{Sd} = \frac{0,156}{0,055} = 2,836$$

$$t = 2,836 > t_t = 2.262$$

Se encuentra fuera del intervalo ± 2.262 , por lo tanto se acepta la H_a , es decir la cavitación tiene efecto en el TDH.

En la figura se presenta la relación de las curvas de TDH obtenidas antes y después de la cavitación y se puede observar la diferencia.

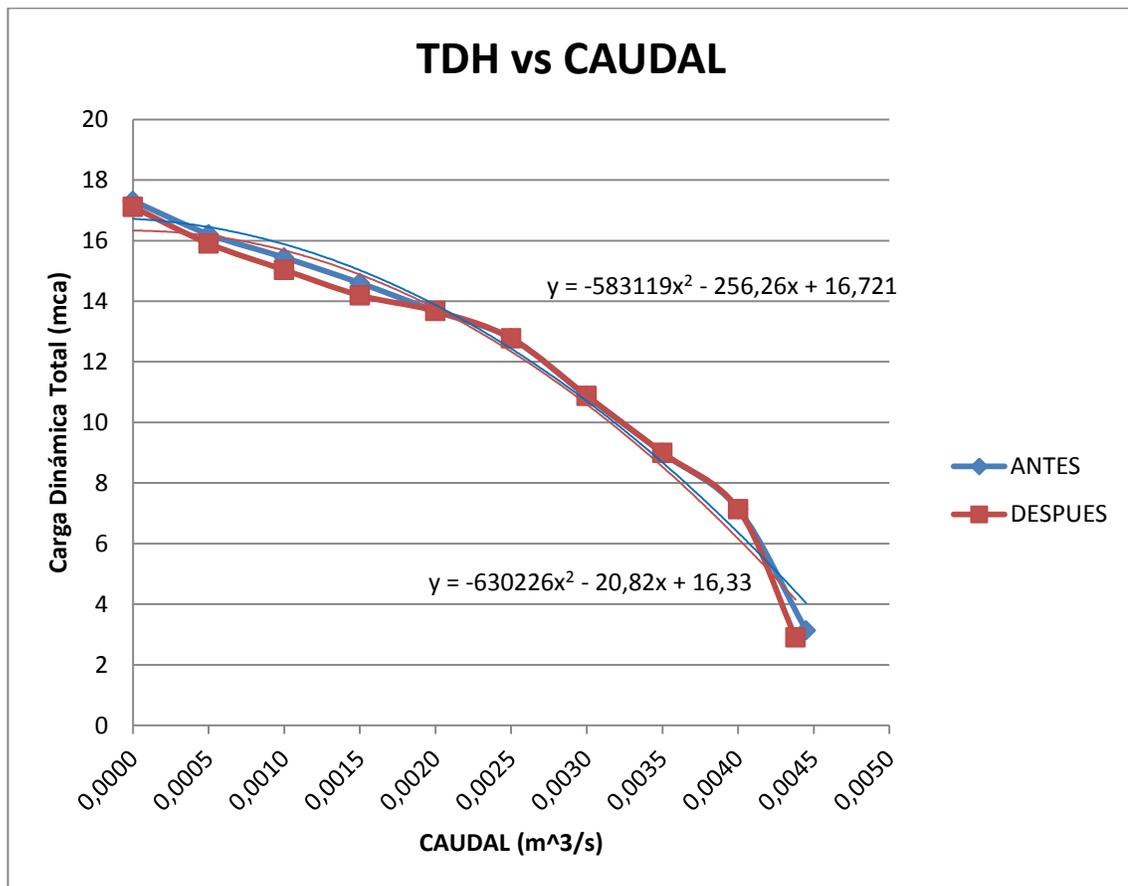


Figura 4.21: Diferencia gráfica de las curvas de TDH antes y después de la cavitación.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

4.3.2. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS DEL EFECTO QUE TIENE LA CAVITACIÓN EN LA BOMBA CON RESPECTO A LA POTENCIA DE ENTRADA.

En la tabla se observa los resultados de la potencia de entrada a la bomba obtenidos antes y después de la cavitación así como la diferencia entre los valores.

Tabla 4.7: Verificación de la Hipótesis del efecto que tiene la cavitación en la bomba con respecto a la Potencia de entrada.

N°	PI (HP)		D = PI ₁ - PI ₂	D ²
	ANTES	DESPUES		
	PI ₁	PI ₂		
1	0,56	0,55	6,97E-03	4,86E-05
2	0,65	0,60	4,99E-02	2,49E-03
3	0,69	0,66	2,51E-02	6,29E-04
4	0,77	0,73	4,08E-02	1,66E-03
5	0,82	0,78	4,02E-02	1,62E-03
6	0,89	0,85	3,97E-02	1,58E-03
7	0,93	0,90	3,27E-02	1,07E-03
8	0,96	0,95	6,03E-03	3,64E-05
9	0,99	0,98	5,36E-03	2,88E-05
10	1,05	1,01	3,81E-02	1,45E-03
SUMA	8,32	8,03	2,85E-01	1,06E-02
PROMEDIO	0,83	0,80	0,0285	

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Calculo de la varianza de las diferencias

$$S^2d = \frac{(\sum D^2) - \frac{(\sum D)^2}{n}}{n(n-1)} = \frac{(1,06E^{-02}) - \frac{(2,85E-1)^2}{10}}{10(10-1)} = 2,753E^{-05}$$

$$Sd = \sqrt{S^2d} = 5,247E^{-03}$$

$$t = \frac{\bar{D}}{Sd} = \frac{0,285}{5,247E^{-03}} = 5,432$$

$$t = 5,432 > t_t = 2,262$$

Se encuentra fuera del intervalo $\pm 2,262$, por lo tanto se acepta la H_a , es decir la cavitación tiene efecto en la Potencia de entrada a la bomba.

En la figura se presenta la relación de las curvas de la Potencia de entrada a la bomba obtenidas antes y después de la cavitación y se puede observar la diferencia.

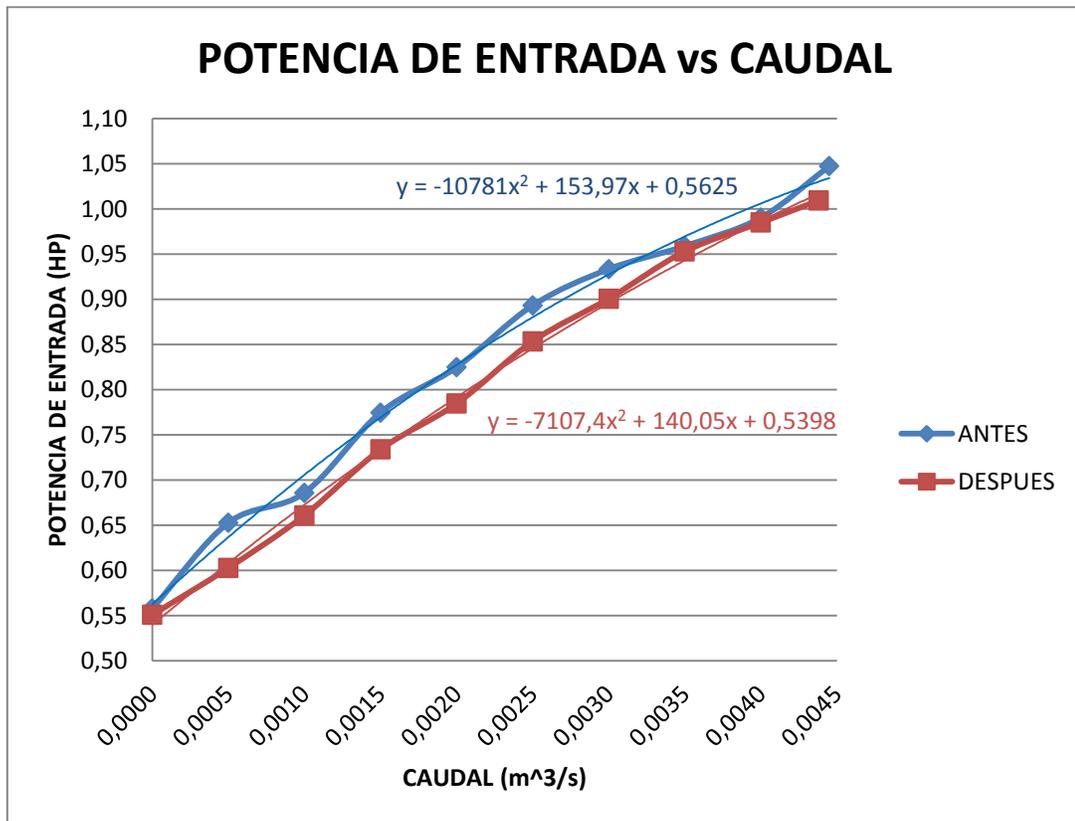


Figura 4.22: Diferencia gráfica de las curvas de la Potencia de entrada antes y después de la cavitación.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

4.3.3. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS DEL EFECTO QUE TIENE LA CAVITACIÓN EN LA BOMBA CON RESPECTO A LA EFICIENCIA.

En la tabla se observa los resultados de la eficiencia de la bomba obtenidos antes y después de la cavitación así como la diferencia entre los valores.

Tabla 4.8: Verificación de la Hipótesis del efecto que tiene la cavitación en la bomba con respecto a la Eficiencia.

N°	e (%)		D = e ₁ - e ₂	D ²
	ANTES	DESPUES		
	e ₁	e ₂		
1	0,0	0,0	0,00	0,00
2	16,3	17,3	-1,02	1,04
3	29,6	29,9	-0,31	0,10
4	37,2	38,2	-0,97	0,94
5	43,6	45,8	-2,24	5,00
6	47,0	49,2	-2,19	4,78
7	46,0	47,6	-1,67	2,79
8	43,2	43,5	-0,27	0,07
9	37,9	38,1	-0,21	0,04
10	17,5	16,6	0,97	0,94
SUMA	318,37	326,27	-7,90	15,70
PROMEDIO	31,84	32,63	-0,790	

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Calculo de la varianza de las diferencias

$$S^2d = \frac{(\sum D^2) - \frac{(\sum D)^2}{n}}{n(n-1)} = \frac{(15,75) - \frac{(-7,9)^2}{10}}{10(10-1)} = 0,106$$

$$Sd = \sqrt{S^2d} = 0,326$$

$$t = \frac{\bar{D}}{Sd} = \frac{-0,79}{0,326} = -2,423$$

$$t = -2,423 < t_t = -2.262$$

Se encuentra fuera del intervalo ± 2.262 , por lo tanto se acepta la H_a , es decir la cavitación tiene efecto en la eficiencia de la bomba.

En la figura se presenta la relación de las curvas de eficiencia de la bomba obtenidas antes y después de la cavitación y se puede observar la diferencia.

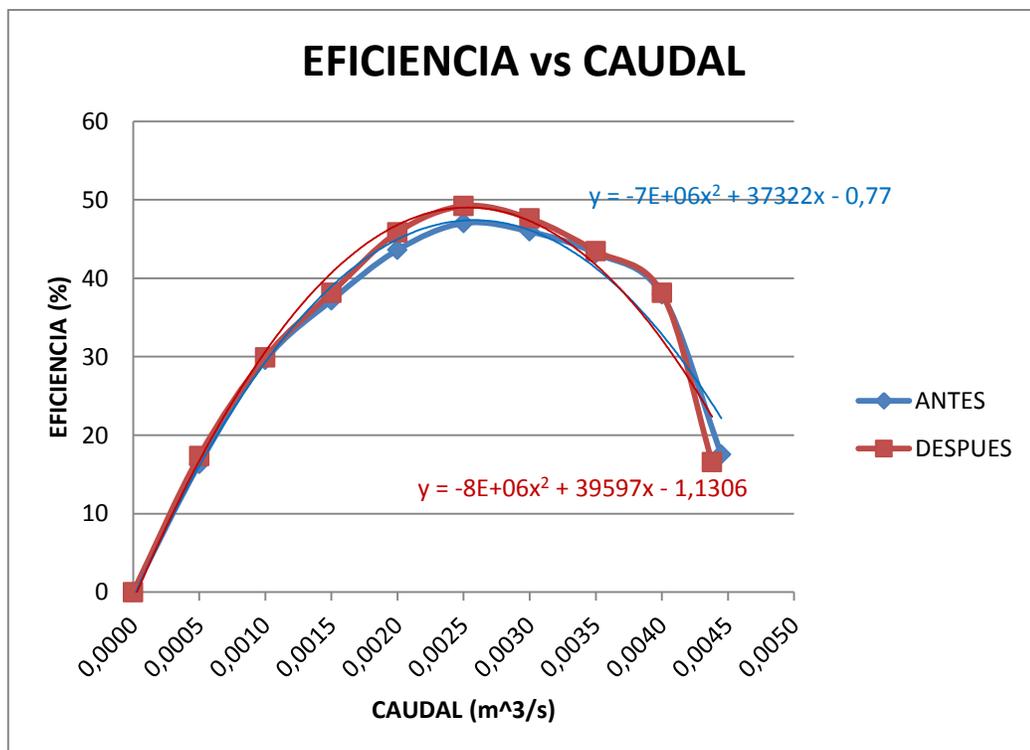


Figura 4.23: Diferencia gráfica de las curvas de Eficiencia de la bomba antes y después de la cavitación.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

4.3.4. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS DEL EFECTO QUE TIENE LA CAVITACIÓN EN LA BOMBA CON RESPECTO AL RUIDO.

En la tabla se observa los resultados del ruido de la bomba obtenidos antes y después de la cavitación así como la diferencia entre los valores.

Tabla 4.9: Verificación de la Hipótesis del efecto que tiene la cavitación en la bomba con respecto al Ruido.

Nº	R (dB)		D = R ₁ - R ₂	D ²
	ANTES	DESPUES		
1	75	76	-1,0	1,0
2	75	75	0,0	0,0
3	75	75	0,0	0,0
4	75	75	0,0	0,0
5	75	78	-3,0	9,0
6	75	78	-3,0	9,0
7	75	78	-3,0	9,0
8	75	79	-4,0	16,0
9	75	84	-9,0	81,0
10	78	85	-7,0	49,0
SUMA	753,0	783,0	-30,0	174,0
PROMEDIO	75,3	78,3	-3,0	

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Calculo de la varianza de las diferencias

$$s^2 d = \frac{(\sum D^2) - \frac{(\sum D)^2}{n}}{n(n-1)} = \frac{(174) - \frac{(-30)^2}{10}}{10(10-1)} = 0,933$$

$$Sd = \sqrt{S^2d} = 0,966$$

$$t = \frac{\bar{D}}{Sd} = \frac{-3}{0,966} = -3,106$$

$$t = -3,106 < t_t = -2.262$$

Se encuentra fuera del intervalo ± 2.262 , por lo tanto se acepta la H_a , es decir la cavitación tiene efecto en el ruido de la bomba.

En la figura se presenta la relación de las curvas de ruido de la bomba obtenidas antes y después de la cavitación y se puede observar la diferencia.

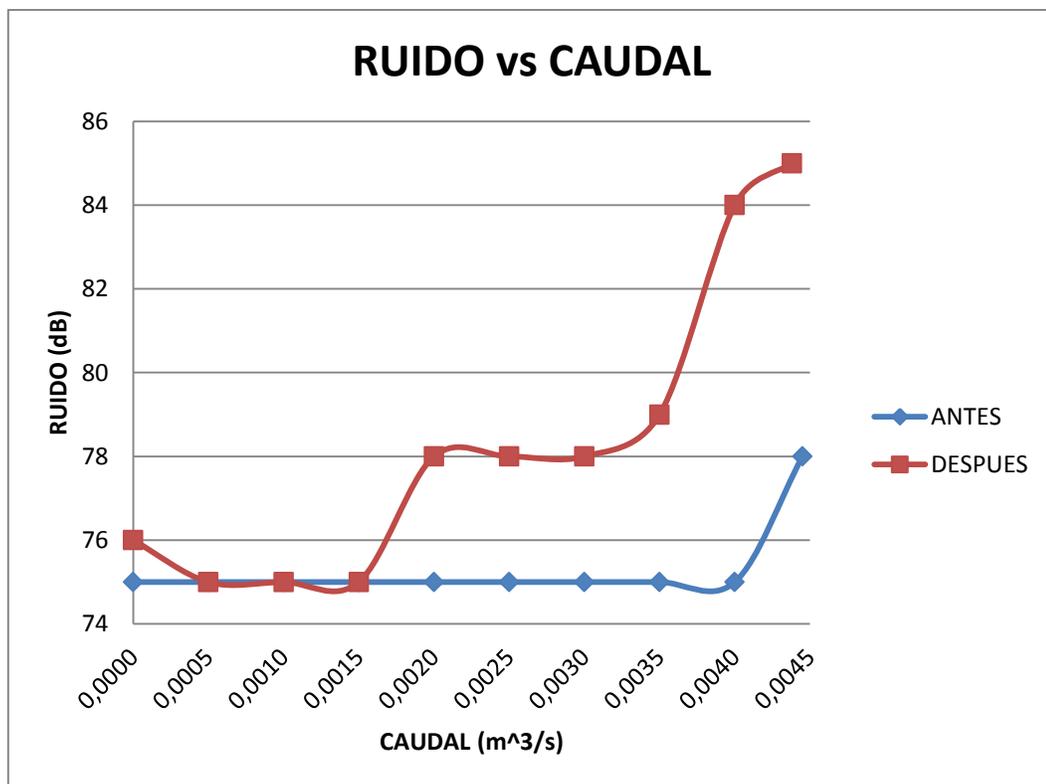


Figura 4.24. Diferencia gráfica de las curvas de Ruido de la bomba antes y después de la cavitación.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES

Basándose en los resultados obtenidos en las pruebas hidráulicas realizadas en la bomba del banco de pruebas “Bombas Centrífugas”, en el marco teórico que fundamenta esta investigación y en el análisis de los valores del rendimiento energético de la bomba se concluye lo siguiente.

- ✓ Se generó cavitación estrangulando el fluido en el tramo de succión de la bomba por medio del cierre parcial de una válvula de bola.
- ✓ Al Cerrar la válvula de bola en el tramo de succión un ángulo mayor a 60° provoca caídas de presión en el fluido hasta alcanzar valores bajos para formar burbujas de vapor.
- ✓ Las burbujas de vapor se formaron en el fluido al pasar por la válvula de bola cerrada parcialmente consecuentemente se transportaron por el tramo de succión hasta llegar a colapsar en el rodete de la bomba.
- ✓ La cavitación se generó en el centro del rodete de la bomba pequeñas picaduras y signos de oxidación.
- ✓ El efecto de la cavitación en las curvas de rendimiento de la bomba se tuvo con la disminución o aumento de sus valores; el caudal máximo de la bomba bajó de 4,45 a 4,38 lt/s y a este punto de operación tenemos los siguientes cambios:
 - En la curva de TDH vs Caudal el punto era TDH = 3,14 m y bajo a TDH = 2,9 m.
 - En la curva de Potencia de Entrada vs Caudal el punto era P = 1,05 HP y bajo a P = 1,01 HP.

- En la curva de Eficiencia vs Caudal el punto era $e = 17,5 \%$ y cambio a $e = 16,6 \%$.
 - En la curva de Ruido vs Caudal el punto era $R = 78 \text{ dB}$ y cambio a $R = 85 \text{ dB}$.
- ✓ Cuando no existe una curva de $NPSH_{\text{Requerido}}$ por la bomba se puede tomar valores de referencia en catálogos siempre que cumplan con la semejanza de condiciones físicas, hidráulicas y de rendimiento de la bomba.

5.2. RECOMENDACIONES

- ✓ Ejecutar correctamente los procedimientos establecidos para las pruebas hidráulicas en el banco de pruebas “Bombas Centrífugas”, esto se logrará con una constante inspección del banco de pruebas; antes, durante y después de cada funcionamiento y así se evitará que la recolección de datos sean erróneas.
- ✓ Regular el variador de voltaje de la bomba centrífuga del banco de pruebas en un valor de 65% para cumplir con los requerimientos del presente estudio, esto se logrará siguiendo adecuadamente los procedimientos de encendido y apagado de la bomba.
- ✓ Verificar que los equipos de medición en los tableros de control de la bomba centrífuga siempre estén encendidos, esto se hace observando y controlando los equipos antes de realizar cualquier procedimiento en el banco de pruebas para tener real exactitud en la lectura de los valores.
- ✓ Controlar el cierre de la válvula de bola en la succión, esto se conseguirá manipulando y observando con precaución el mando de la válvula para no cerrarla completamente debido a que la bomba centrífuga sufriría sobre cargas y daños en sus componentes al aspirar solo aire.
- ✓ Demostrar con certeza que la bomba centrífuga funciona en régimen de cavitación, esto se lo hará siguiendo correctamente el procedimiento de generación de cavitación e indicando que el cálculo de los parámetros cumple

con que el $NPSH_{Disponible} < NPSH_{Requerido}$ así los resultados de su efecto serán confiables.

- ✓ Realizar un análisis del comportamiento del fluido en la bomba, esto se obtendrá realizando una simulación computarizada del fluido.
- ✓ Comparar presiones de fluido a la salida de la bomba cuando funciona con cavitación y sin ella, esto se logrará realizando una modelación de la bomba y consecuente simulación de las condiciones de funcionamiento.

CAPÍTULO VI

6. PROPUESTA

6.1. DATOS INFORMATIVOS

TEMA

ANÁLISIS COMPUTARIZADO DEL FLUIDO EN LA BOMBA CENTRÍFUGA DEL BANCO DE PRUEBAS “BOMBAS CENTRÍFUGAS” PARA EVALUAR LA PRESIÓN DE DESCARGA.

EJECUTOR

Santiago Fabián Vargas Badillo (realizador de la presente propuesta).

BENEFICIARIOS

Los beneficiarios en la realización del análisis computarizado del fluido en la bomba del banco de pruebas hidráulica “Bombas Centrífugas” son: los estudiantes de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, los docentes y el ejecutor.

6.2. ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA

El estudio de los parámetros de rendimiento en máquinas hidráulicas en la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato es bastante aceptable debido a que existe trabajos de tesis desarrolladas aplicando el conocimiento de sistemas hidráulicos, esto se da porque el estudiante, egresado y futuro profesional adquiere conocimientos en: conceptos teóricos – prácticos de mecánica de fluidos, utilización adecuada de equipos de medición y funcionalidad de los bancos de pruebas hidráulicos existentes en los laboratorios; pero pese a esto existe muy poco la aplicación de análisis computarizado de fluidos en sistemas

hidráulicos por lo que esta propuesta es una de las primeras en realizarse en esta Facultad.

En nuestro país existen pocas personas entendidas con el desarrollo y utilidad de este tipo de software debido a que es muy poco entendido por la complejidad de uso. Pero en países más desarrollados la utilidad de estos programas es común, así que, a continuación se presenta el siguiente antecedente.

“La Mecánica de Fluidos Computacional es la ciencia dedicada a la obtención del campo de velocidades del fluido, así como los flujos de calor y de masa, reacciones químicas, etc., mediante la resolución numérica de las ecuaciones de conservación.”
(Bohórquez, 2011, p. 6)

Los resultados obtenidos con técnicas de MFC se usan cada vez más para:

Estudio de nuevos diseños

Desarrollo fino de productos

Rediseño

Las técnicas de MFC son complementarias a la teoría y los experimentos (No los sustituyen) (Bohórquez, 2011, p. 6).

6.3. JUSTIFICACIÓN

El análisis computacional del fluido en la bomba centrífuga del banco de pruebas “Bombas Centrífugas”, se justifica por el hecho de que permitirá predecir el comportamiento que tiene el fluido al variar las condiciones de funcionamiento, de igual manera, se evaluará la presión de salida de la bomba cuando ésta tiene o no cavitación.

En el ámbito laboral en lo que concierne a la utilización de máquinas hidráulicas es de mucha importancia predecir problemas que puedan ser generados por el fluido de trabajo, con el análisis computarizado del fluido a condiciones normales y extremas de funcionalidad se podrá tener una idea de que ocurrirá a futuro, con esto si se presentará un problema el ingeniero podrá prevenir o bien contrarrestar cualquier inconveniente. Es por esto que analizar futuros problemas con la ayuda de un software que simule fluidos es conveniente debido a que se evitará gastos de experimentación en laboratorios hidráulicos. Aunque una simulación computarizada nunca reemplazará los resultados de un prototipo es una excelente herramienta de predicción.

Entonces la utilidad de este tipo de software y programas sería de mucha ayuda para realizar proyectos en donde se necesite analizar el comportamiento del fluido antes de poner en práctica. Por eso el entendimiento de la funcionalidad de estos programas sería de mucha ayuda en la vida estudiantil y profesional de un ingeniero.

6.4. OBJETIVOS

6.4.1. OBJETIVO GENERAL

Analizar la circulación del fluido en la bomba centrífuga del banco de pruebas “BOMBAS CENTRÍFUGAS” para evaluar la presión de descarga.

6.4.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Conocer la utilidad del software para realizar simulaciones de fluido en bombas centrífugas.
- Efectuar la modelación geométrica de la bomba centrífuga en un software CAD para analizar el modelo mediante Fluido Dinámica Computacional (CFD).
- Determinar la cantidad de análisis adecuada para obtener conclusiones válidas.

- Validar los resultados del software mediante la comparación con los resultados teóricos y experimentales obtenidos en los estudios previos.
- Efectuar los análisis en estado estable del fenómeno de cavitación, variando la velocidad de rotación del impulsor (2130, 1750 y 3500 rpm) para cada caso procurando alcanzar la convergencia de la solución.

6.5. ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

6.5.1. FACTIBILIDAD TÉCNICA

La propuesta se puede llevar a cabo en vista de que se dispone de suficiente información para realizar diseños de sistemas hidráulicos, y sumado al conocimiento adquirido como estudiante de Ingeniería Mecánica se puede realizar un buen análisis.

6.5.2. FACTIBILIDAD TECNOLÓGICA

En la actualidad existen algunos software que simulan el comportamiento del fluido en varias condiciones de funcionalidad, lo complejo es conocer la utilidad del programa y analizar correctamente dichas condiciones para que los resultados obtenidos se asemejen en lo posible a la realidad.

6.6. FUNDAMENTACIÓN

La investigación teórica presentada en este estudio en el capítulo II y el análisis de resultados del rendimiento de la bomba centrífuga del banco de pruebas “BOMBAS CENTRÍFUGAS” en el capítulo IV, servirán como fundamentación teórica para realizar la simulación del fluido en un software que aplique Fluidos Dinámicos Computacional (CFD).

A continuación se presenta teoría que se deberá tener en cuenta para la simulación del fluido en la bomba, así como, datos de rendimiento útiles para proceder hacer el análisis del comportamiento del fluido.

6.6.1. FLUIDO DINÁMICA COMPUTACIONAL (CFD).

La fluido dinámica computacional (CFD) por sus siglas en inglés es una herramienta informática para la simulación del comportamiento de los sistemas que implican flujo de fluidos, transferencia de calor, y otros procesos físicos similares. Funciona mediante la resolución de las ecuaciones diferenciales del flujo de fluidos referidas a una región de interés, con condiciones específicas en el límite de dicha región.

6.6.2. SIMULACIÓN DE FLUIDOS EN BOMBAS CENTRÍFUGAS MEDIANTE FLUIDO DINÁMICA COMPUTACIONAL (CFD).

El análisis del flujo en el interior de una bomba centrífuga es altamente complejo mayormente debido a la presencia de flujo tridimensional, la turbulencia, los flujos secundarios, la cavitación y algunas condiciones inciertas. En los últimos años, las prestaciones de los computadores han permitido alcanzar resultados muy fiables acorde a los datos experimentales, de ahí que se ha creado una gran industria alrededor del CFD lo que ha permitido resolver casos de análisis muy complejos en el caso de las bombas centrífugas como son: la predicción del rendimiento, evaluar condiciones de diseño, estudios multi-paramétricos, análisis de difusores de bombas y por supuesto el fenómeno de cavitación.

En una investigación reciente de *Shah S. et al* afirma que utilizando las ecuaciones del Método basado en Promedios de Reynolds de las ecuaciones de Navier-Stokes RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) juntamente con el modelo de Turbulencia de dos ecuaciones $k-\epsilon$ se puede modelar satisfactoriamente mediante CFD una bomba centrífuga.

6.6.3. MODELACIÓN GEOMÉTRICA DE LA BOMBA

La modelación de la geometría de la bomba debe ser lo más exacta posible a las medidas de la bomba centrífuga del banco de pruebas, esto debido a que se debe mallar por elementos finitos el espacio ocupado por el fluido dentro de la bomba para realizar la simulación con CFD, en la tabla 6.1 se muestra las medidas principales de la geometría.

Tabla 6.1. Geometría de la bomba y características principales del rodete.

Diámetros necesarios para la modelación	
Diámetro de la succión	3,81 cm ó 1.5 pulgada
Diámetro de la descarga	2.54 cm ó 1 pulgada
Diámetro del rodete	14 cm
Características principales del rodete	
6 alabes de impulsión en sentido anti horario de giro	Configuración semi-abierta

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Con los datos de la tabla 6.1 se procederá a realizar el modelado de la bomba, el mismo debe ser lo más real posible a la que tenemos en el banco de pruebas del laboratorio, a continuación se muestra la modelación geométrica de la bomba y las consideraciones básicas que debe tener:

- El rodete debe tener un diámetro de 14 cm y debe ser semi-abierto con 6 alabes de impulsión.

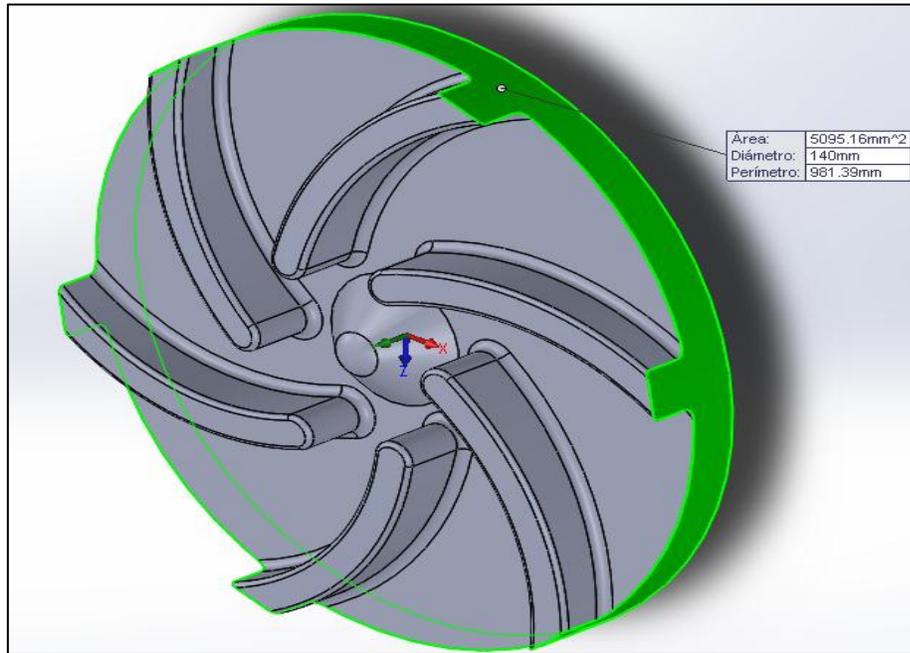


Figura 6.1. Modelado geométrico del rodete de la bomba.
Fuente: Santiago F. Vargas B.

En la figura 6.1 se observa el rodete modelado en un software CAD, en el mismo se distingue; 6 alabes de impulsión en sentido anti horario de rotación, diámetro de 140 mm y tiene una configuración geométrica semi-abierta. La configuración semi-abierta se la define cuando los alabes de rotación son visibles en una cara frontal y ocultos en la cara posterior.

- La succión de la bomba debe tener un diámetro de 1.5" ó 38.1 mm.

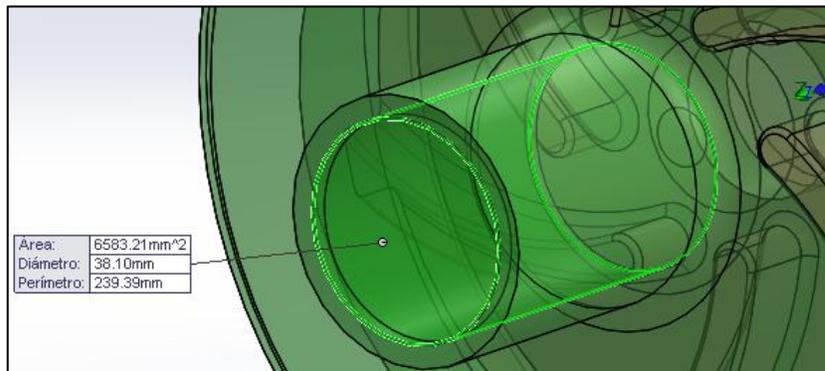


Figura 6.2. Características de la succión de la bomba.
Fuente: Santiago F. Vargas B.

En la figura 6.2 se observa el diámetro de succión de la bomba modelado en un software CAD, el valor es de 38.1 mm y cumple con exactitud la dimensión de la bomba del banco de pruebas.

- La descarga de la bomba debe tener un diámetro de 25.4 mm.

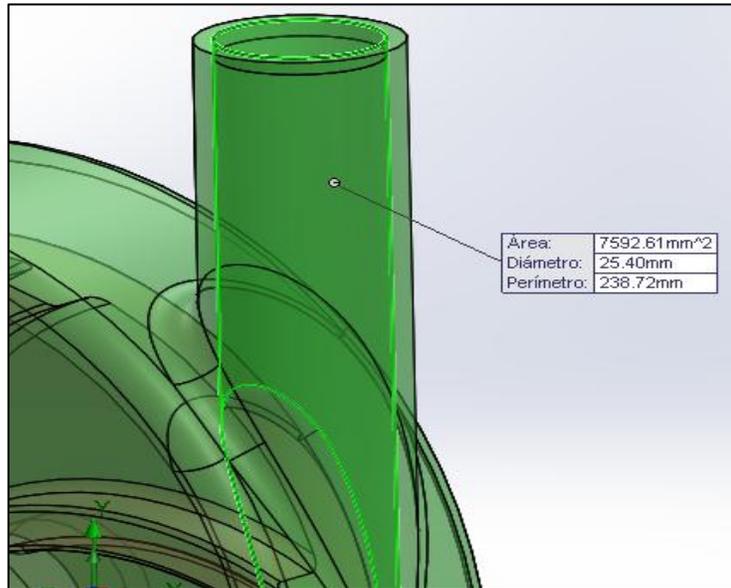
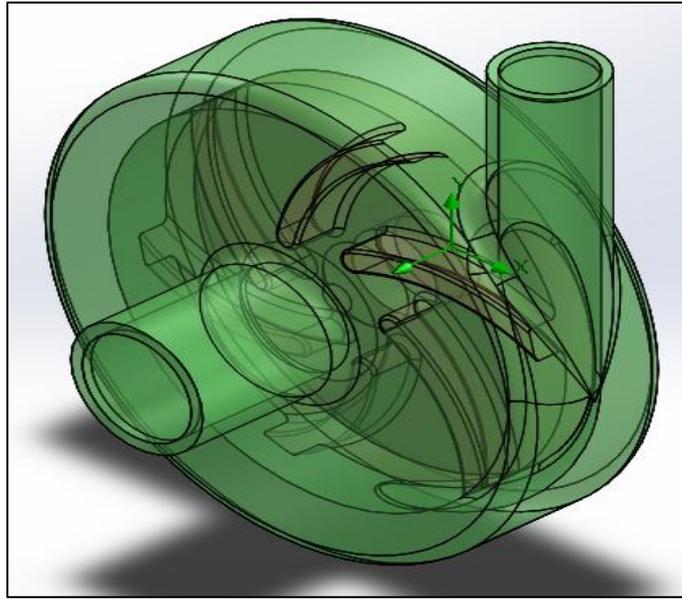


Figura 6.3. Características de la descarga de la bomba.
Fuente: Santiago F. Vargas B.

En la figura 6.3 se observa el diámetro de descarga de la bomba modelado en un software CAD, el valor es de 25.4 mm y cumple con exactitud la dimensión de la bomba del banco de pruebas.

El modelo geométrico de la bomba si bien a simple vista puede deducirse sencillo en comparación con el real lo importante en la simulación del fluido con CFD es el contorno interno que va a tener el fluido dentro de la bomba, es por esto que las medidas básica de la succión, descarga y configuración del rodete deben cumplirse con exactitud.



*Figura 6.4. Modelación de la bomba.
Fuente: Santiago F. Vargas B.*

En la figura 6.4 se observa la modelación completa de los elementos de la bomba centrífuga, esta geometría se la usará para realizar la simulación del fluido en el software CFD.

6.7. METODOLOGÍA

En base a la fundamentación teórica y a la modelación de la bomba se procedió a realizar la simulación del fluido utilizando un software CFD, aquí se describe el proceso que conlleva el mismo.

6.7.1. SIMULACIÓN DEL FLUIDO MEDIANTE MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

Partiendo del modelo de la bomba centrífuga que se observa en la figura 6.4, se procede a realizar el modelo de elementos finitos para el análisis en el software CFD.

6.7.1.1. LEVANTAMIENTO GEOMÉTRICO

Como regla general en todo análisis por elementos finitos se debe procurar simplificar el modelo geométrico al máximo, en el caso de que existan planos de simetría se recomienda realizar esta simplificación del modelo con el objetivo de disminuir el costo computacional sin que por ello se vea afectada la precisión de los resultados finales. Este criterio se utilizó en este análisis de tal manera que se tomó solamente en cuenta un ángulo de 60° por la simetría cíclica del modelo como se observa en la figura 6.5.

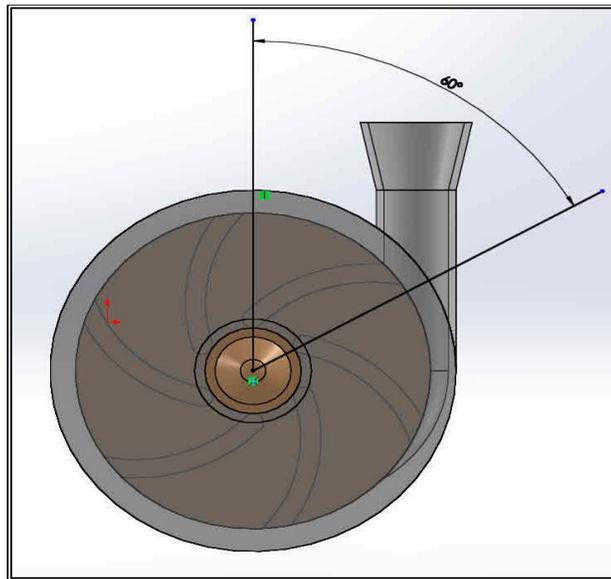


Figura 6.5. Esquema para simplificación del modelo geométrico.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Por otro lado, una vez considerada la simetría cíclica del modelo, se debe tomar en cuenta qué partes del “domino del fluido” (agua / partes sólidas de la bomba) van a ser consideradas en el análisis por CFD.

Se eligió considerar sólo el cuerpo de agua ya que no se realizará un estudio estructural posterior de las partes de la bomba lo cual no es objeto de este estudio. La figura 6.6, muestra el modelo del cuerpo de agua y su simplificación para el análisis.

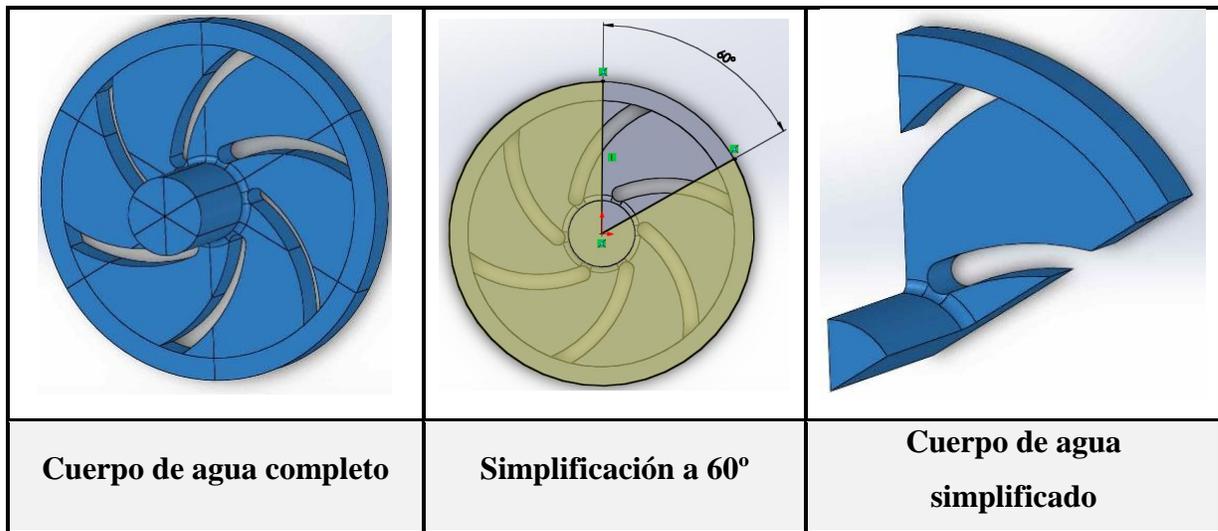
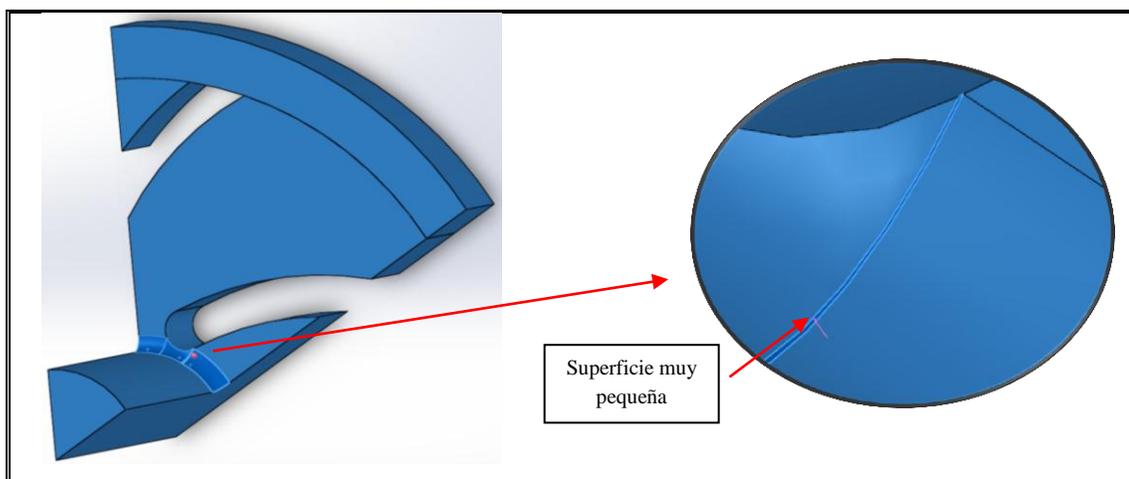


Figura 6.6. Cuerpo de agua y simplificación del modelo geométrico para el análisis.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Como siguiente paso se verificó que no existan zonas demasiado pequeñas, superficies o volúmenes cortados que posteriormente en la etapa de mallado generen elementos demasiado pequeños lo que conlleva a un incremento en el tiempo de análisis y gradientes de variables muy grandes. Un ejemplo de esto se ve en la figura 6.7, donde se redujo una zona de 4 superficies a una sola lo que facilita el posterior mallado. A este proceso se le conoce como limpieza de la geometría.



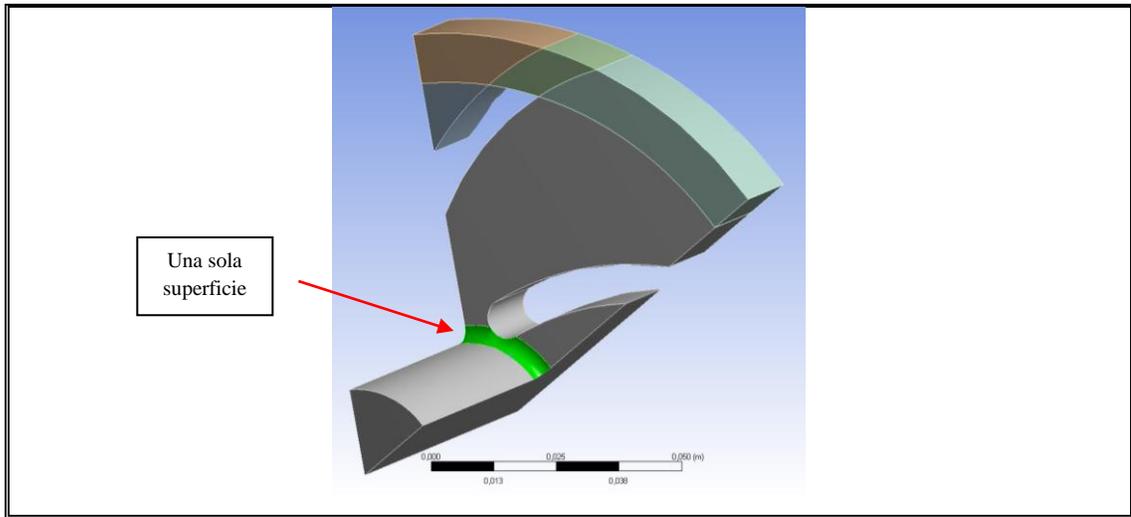
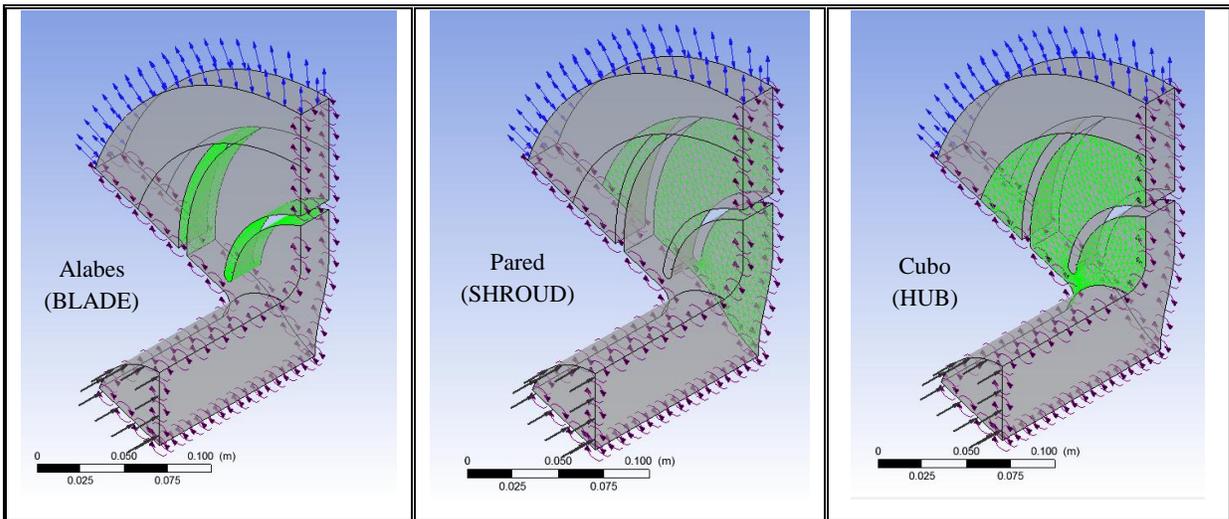


Figura 6.7. Limpieza de geometría del modelo de análisis.
Fuente: Santiago F. Vargas B.

Antes de comenzar el proceso de mallado fue importante definir ciertas regiones en el modelo las cuales resultaron útiles para definir el comportamiento del fluido en la bomba. En este sentido se definieron las siguientes regiones las cuales se muestran en la figura 6.8.



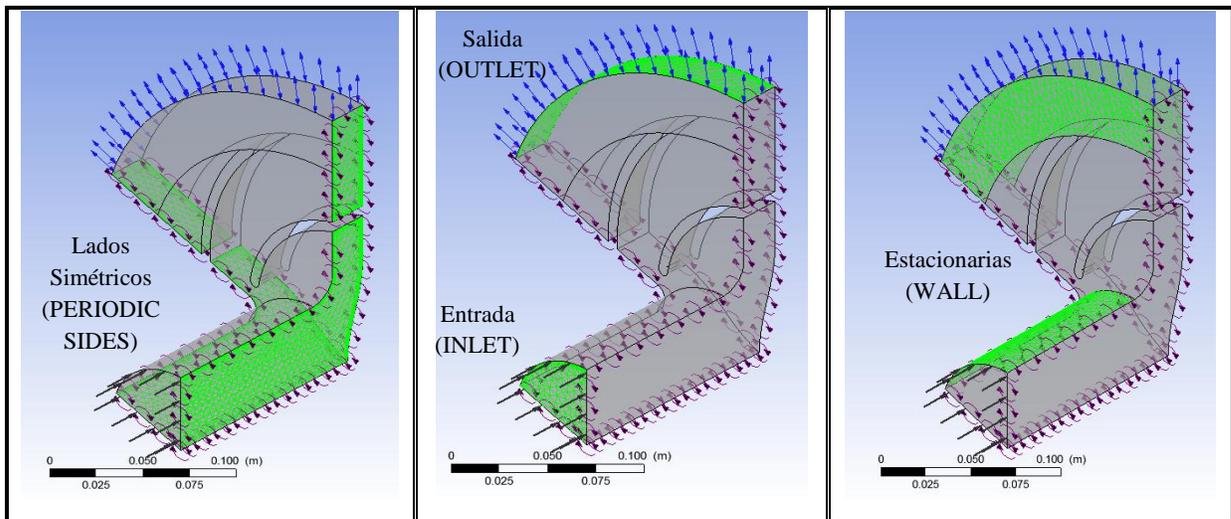


Figura 6.8. Definición de regiones para el modelo de análisis.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

6.7.1.2. GENERACIÓN DE LA MALLA PARA EL MODELO DE ANÁLISIS

A partir de este punto se usó un software capaz de modelar fenómenos mediante Fluido Dinámica Computacional (CFD) el cual para los modelos utiliza el Método de los Elementos Finitos.

A continuación la figura 6.9, muestra la malla generada.

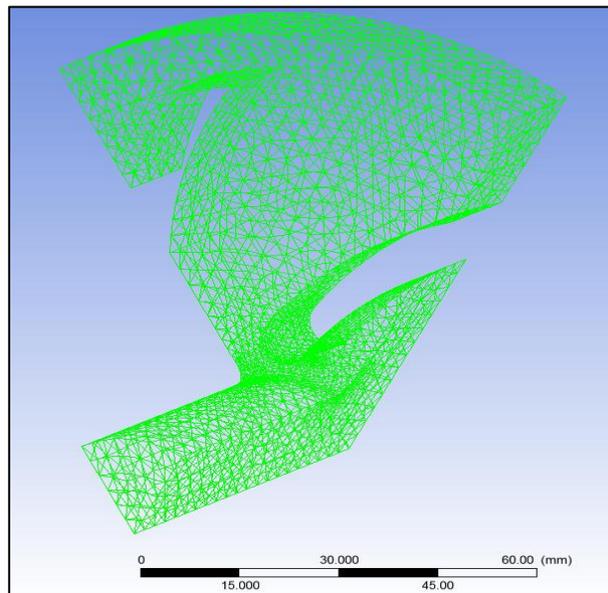


Figura 6.9. Modelo mallado
Fuente: Santiago F. Vargas B.

El modelo fue mallado con elementos tridimensionales con la especificación del software en este caso para análisis por CFD y se obtuvo:

Tabla 6.2. Estadísticos de la malla.

Número de elementos	6109
Número de nodos	28747

Fuente: Santiago F. Vargas B.

6.7.1.3. CONDICIONES ELEGIDAS PARA SIMULACIÓN Y EL ANÁLISIS

Como se comentó el análisis del fenómeno de cavitación es muy complejo en este caso, básicamente porque implica 2 aspectos:

- Flujos Multifase
- Flujos Turbulentos

En vista de esto los programas que son capaces de resolver este tipo de problemas requieren un conocimiento moderado de dinámica de fluidos, ya que para realizar un análisis medianamente decente se debe tener pleno conocimiento de las variables de ingreso (INPUTS) y se debe ser capaz de interpretar los resultados obtenidos (OUTPUTS).

El análisis de cada caso señalado se realizó en las siguientes etapas:

A. PRIMERA ETAPA: Fijando las condiciones iniciales del análisis en las que se espera exista cavitación, es recomendable mantener la opción de cavitación del software en OFF, para primero verificar la convergencia del modelo

B. SEGUNDA ETAPA: Con las mismas condiciones iniciales del análisis de la primera etapa se habilitó la opción de cavitación del software ON, y se verificó la

existencia de cavitación. En esta etapa también es útil ir disminuyendo las condiciones de salida ejemplo: presión promedio, de tal manera que se consiga cavitación (transferencia de masa líquida a vapor).

C. TERCERA ETAPA: Una vez alcanzada la cavitación, se planteó la posibilidad del cambio de las revoluciones del impulsor (2130, 1750, 3500 rpm). Para conseguir una adecuada extrapolación de los datos se creyó conveniente realizar una serie de corridas variando ciertas condiciones y manteniendo todas las demás iguales a los análisis previos. Al final luego de dicho análisis se pudo identificar las condiciones que no alteran los resultados finales.

Se consideran 4 pasos que permitieron determinar que los resultados para las variaciones planteadas sean válidos:

I.- NORMAL /INICIAL.- Es la condición inicial que fue tomada en cuenta en función de las mediciones realizadas en la experimentación.

II.- NORMAL /INICIAL + SALIDA: OPENING.- Una recomendación del software es fijar la salida de la bomba en modo: OPENING, esto ayuda en algunos casos para alcanzar la convergencia cuando se desconoce las trayectorias posibles de los flujos. Este criterio se muestra en la figura 6.10; sin embargo, resultó inútil debido a que tanto la presión a la salida y las líneas de flujo (streamlines) en el post-proceso no siguen la trayectoria lógica de la simulación.

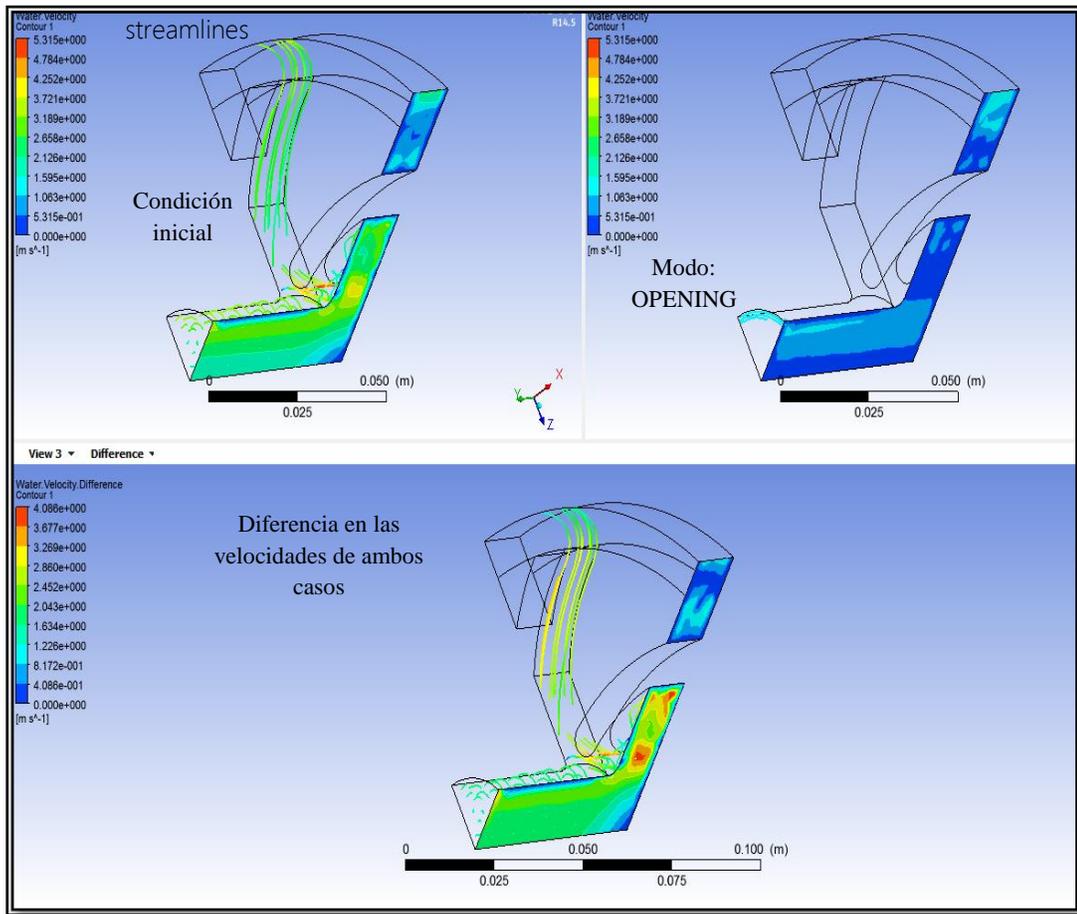


Figura 6.10. Comparación análisis caso II.
Fuente: Santiago F. Vargas B.

III.- STATIC PRESSURE (ATMOSFÉRICA) A LA ENTRADA.- Como para los demás casos de análisis donde se hacen las variaciones se desconoce el caudal de entrada o velocidad a la entrada se optó por especificar la presión estática (en este caso se la atmosférica). Los resultados obtenidos no fueron satisfactorios ya que no se pudo lograr una especificación para que el cuerpo de agua en el dominio pueda rotar y el modelo se comportó como un ingreso de fluido lineal lo cual se refleja en la figura 6.11.

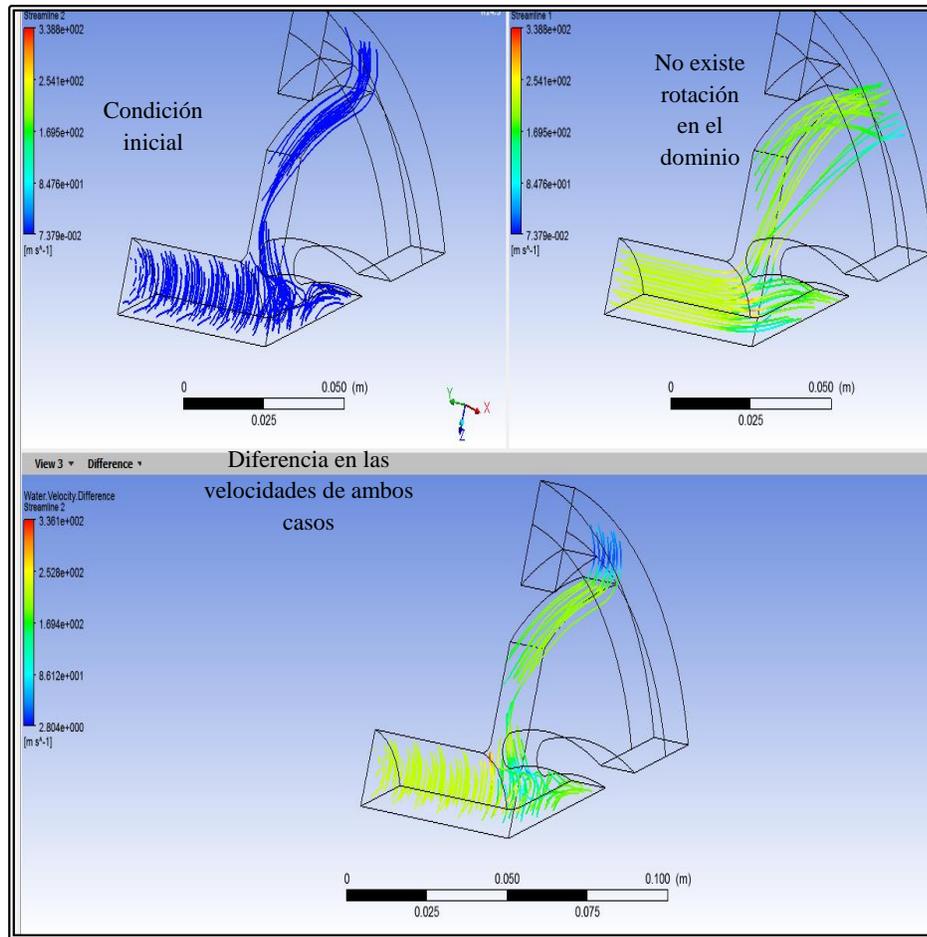


Figura 6.11. Comparación análisis caso III
Fuente: Santiago F. Vargas B.

IV. STATIC PRESSURE (ATMOSFÉRICA) A LA ENTRADA + ENTRADA: ROTATING.- Para tratar de corregir el comportamiento mostrado en el caso III, se procedió a inducir giro a la entrada de la bomba activando la opción ROTATING. Este cambio no funcionó y se obtuvo un comportamiento similar al del caso II. Lo dicho se observa en la figura 6.12.

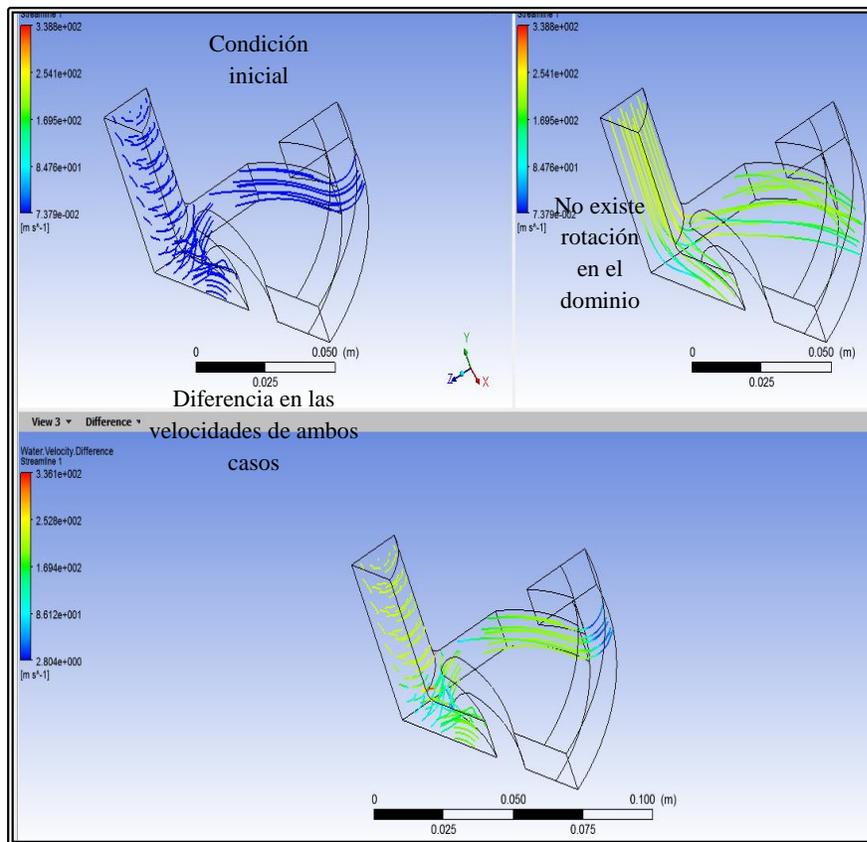


Figura 6.12. Comparación análisis caso IV
Fuente: Santiago F. Vargas B.

Por lo tanto del análisis previo se decide mantener un caudal hipotético de entrada (el mismo que para el estudio inicial / experimentación), mantener la salida como OULET y mantener una oscilación (promediada) de presión a la salida (AVERAGE STATIC PRESSURE).

6.7.1.4. TRAYECTORIA DEL FLUIDO EN LA BOMBA

La trayectoria en líneas de flujo del fluido en la bomba se observa en la figura 6.13, también se observa en varios colores la localización de los valores máximos y mínimos de los resultados que posteriormente se presentarán.

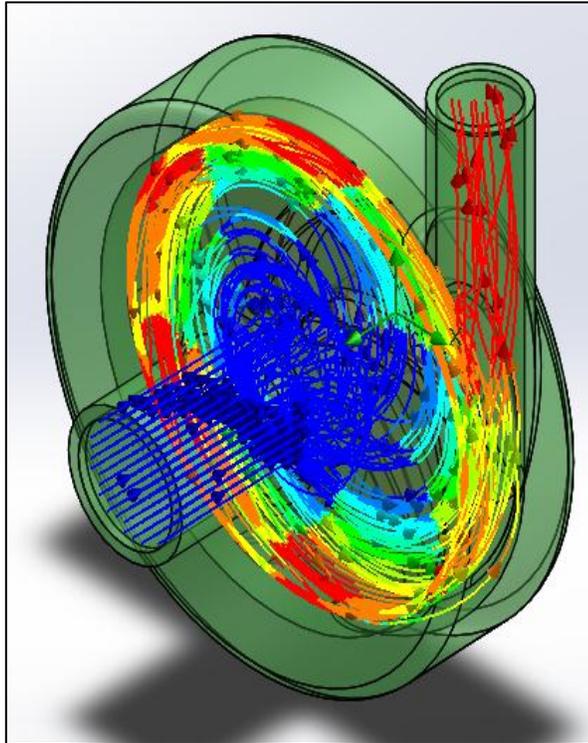


Figura 6.13. Trayectoria en línea del flujo del fluido en la bomba
Fuente: Santiago F. Vargas B.

En la figura 6.13, como era de esperar, se observa que los valores mínimos se encuentran en la succión y los valores máximos en la descarga de la bomba. A continuación se presentan los resultados.

6.7.2. RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN DEL FLUIDO

Los resultados de todos los análisis descritos se presentan en informes individuales y comparativos entre cada caso de análisis de los cuales se pueden sacar varias conclusiones adicionales; sin embargo, un análisis de lo más importante del estudio se expone en este apartado referidos a la semejanza de los resultados experimentales y los obtenidos en la simulación para la cavitación en el impulsor.

6.7.2.1. COMPARACIÓN DE RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN POR CFD VS. EL ANÁLISIS TEÓRICO Y EXPERIMENTAL PREVIO

A. PRESIÓN

La siguiente figura muestra los valores obtenidos en la experimentación respecto de la presión:

CAUDAL		NPSH	PRESIÓN A LA SALIDA DE LA BOMBA		TDH
Q		NPSH _{DIS}	P2		h _A
lt/s	m ³ /s	m	Bar	kPa	m
0	0,0000	6,702	1,56	156	17,1
0,5	0,0005	6,685	1,44	144	15,90
1	0,0010	6,648	1,35	135	15,03
1,5	0,0015	6,587	1,26	126	14,19
2	0,0020	6,514	1,2	120	13,68
2,5	0,0025	6,422	1,1	110	12,77
3	0,0030	6,319	0,9	90	10,87
3,5	0,0035	6,195	0,7	70	9,00
4	0,0040	6,057	0,5	50	7,14
4,38	0,00438	5,950	0,07	7	2,90

Figura 6.14. Valores obtenidos en la experimentación.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

A los 70 kPa a la salida se deben sumar los 75kPa de la presión atmosférica teniéndose 145kPa a la salida. La siguiente figura se muestra los resultados del análisis realizado para las mismas condiciones de la experimentación con 2130 rpm.

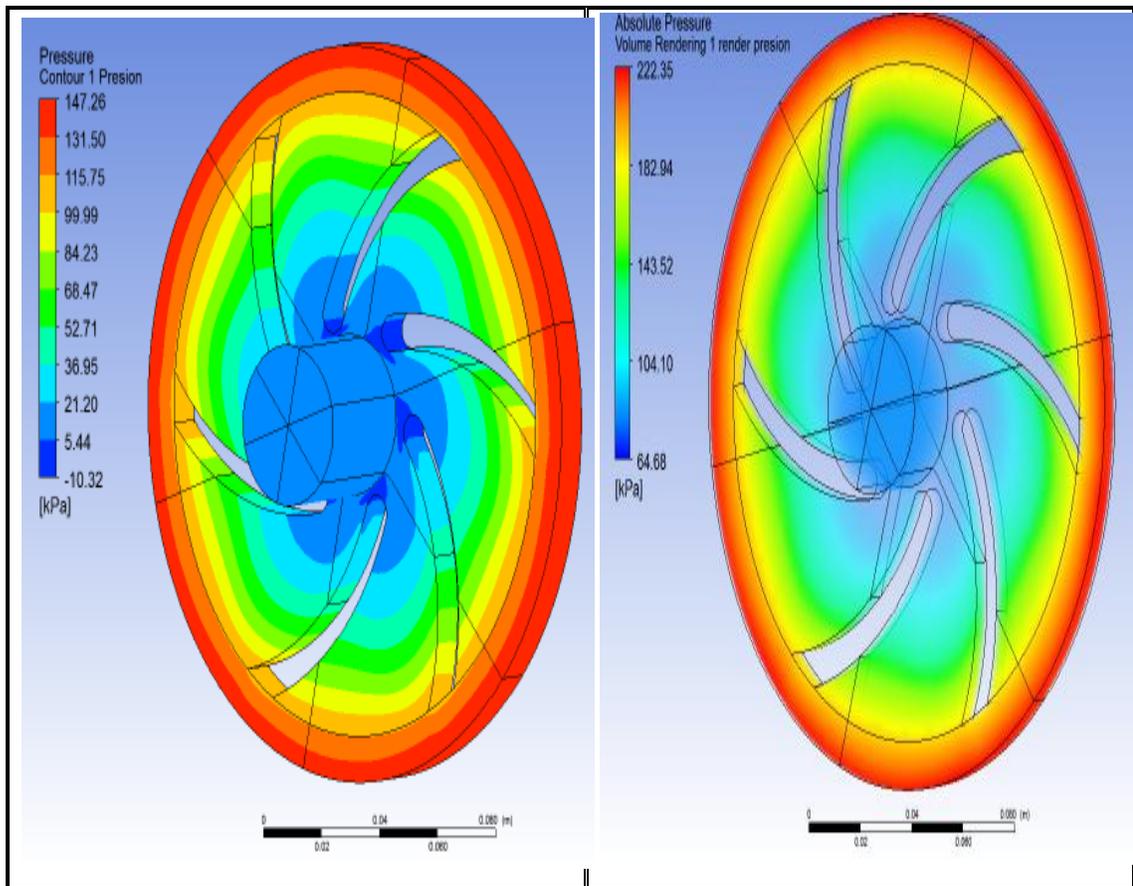


Figura 6.15. Resultados de la presión del fluido.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

En la figura 6.15, se puede observar los valores de presión del fluido, para analizar el incremento de presión desde la entrada de la bomba hacia la salida de la misma se presenta el siguiente diagrama, donde, se muestra el comportamiento de la presión en el sentido de la corriente (streamwise) dentro de la bomba.

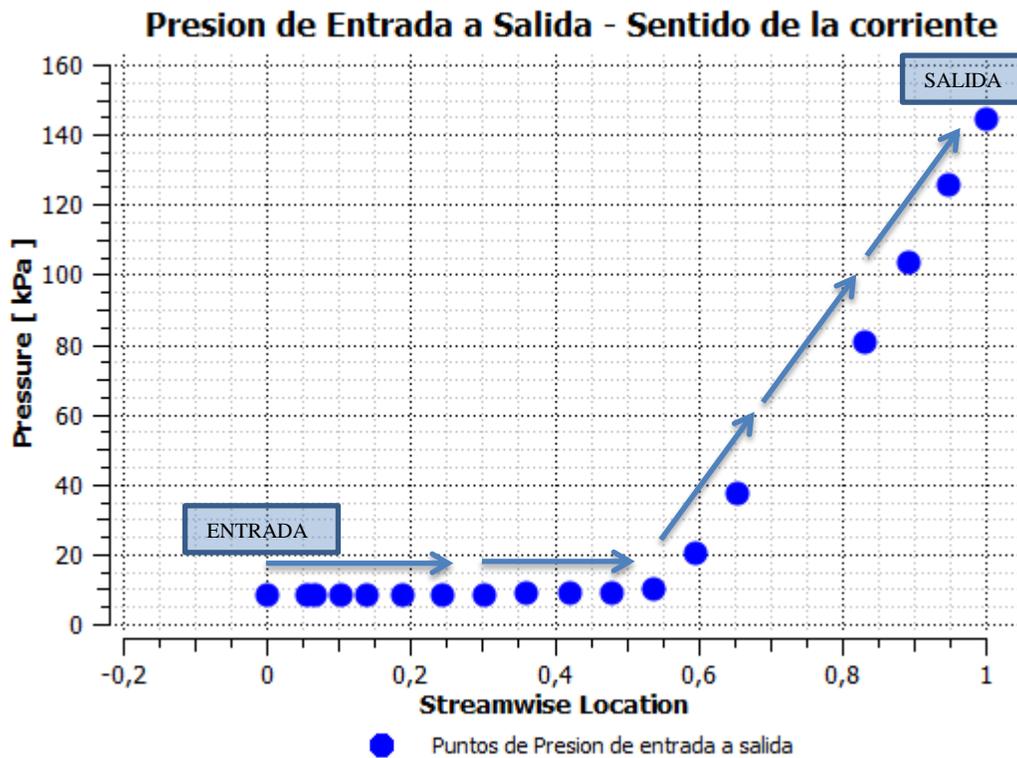


Figura 6.16. Resultados de los puntos de presión de la entrada a la salida de la bomba.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Los resultados obtenidos para la presión se explican claramente debido a que el software necesita como dato de ingreso una presión de referencia (en este caso la atmosférica de 75kPa), es por tal motivo que en la salida P2 se debe sumar a los 70 kPa este valor dando un resultado de 145 kPa. El resultado del software es 147,26 kPa por tanto el error software vs experimentación es de 1.5%, un valor totalmente aceptable y validado:

$$\% \text{ error} = (145/147.26)*100= 1.5\%$$

Por otro lado, hay que tomar en cuenta que la presión en la entrada P1 disminuye de 70 a 64.8 kPa, y como esta simulación está fijada para provocar cavitación, dicha disminución de la presión es la que provoca la transferencia de masa de líquido a vapor y por tanto la cavitación justamente en las zonas donde se demostró en la experimentación.

Es también importante conocer la presión en el contorno del álabe, estos datos son útiles en el diseño de bombas para establecer el perfil de presiones óptimo de tal manera que el álabe o pala entregue mayor rendimiento al sistema, y con estos datos proceder a un cálculo estructural posterior para distribuir la presión en el álabe y evitar concentración de tensión que puede provocar un desgaste adicional excesivo.

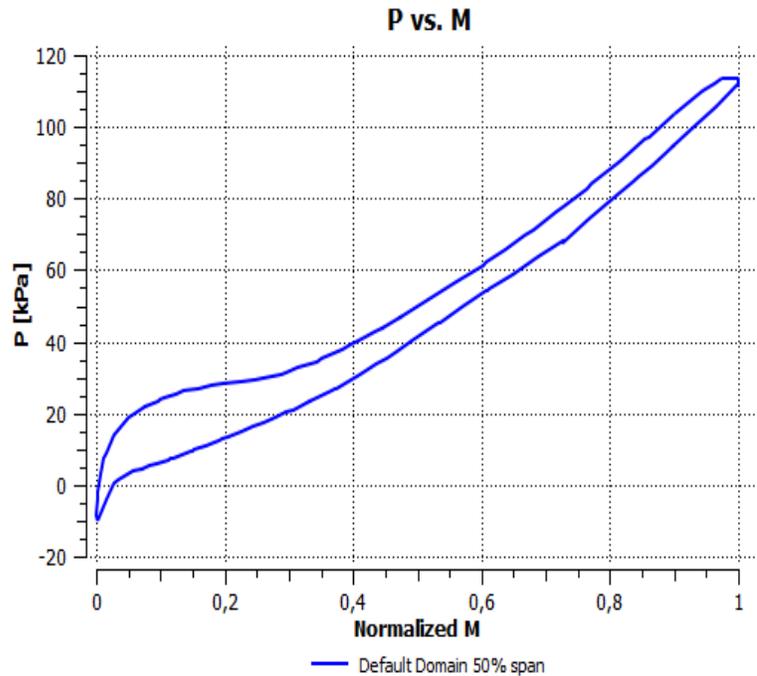


Figura 6.17. Presiones en el contorno de un álabe del rodete.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Otro dato importante en el análisis de presiones en las bombas es el gradiente de presión entre la zona del cubo (hub) y la pared que sostiene a los alabes (shroud), esto se muestra en la siguiente gráfica.

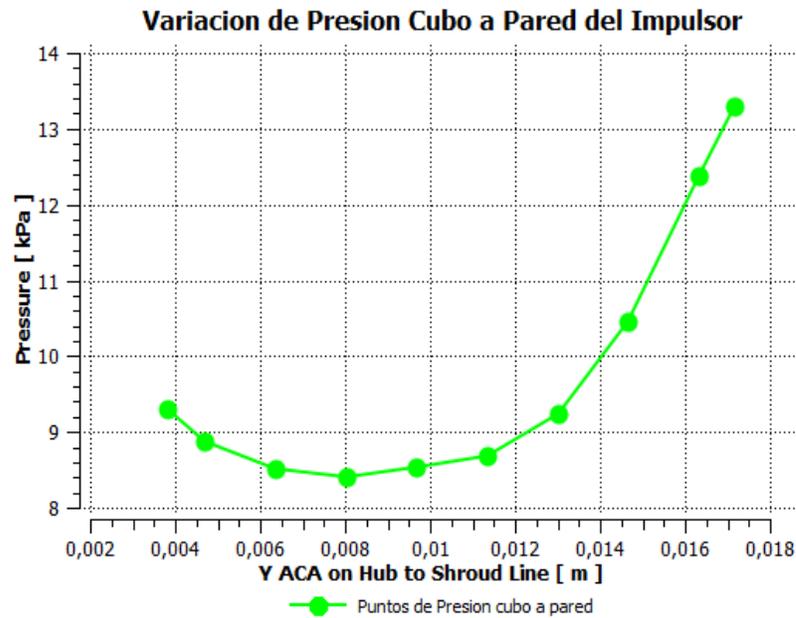


Figura 6.18. Variación de presión entre el cubo y la pared del impulsor o rodete.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

La importancia de la figura 6.18, es debido que al haber cavitación en esta zona se presenta la implosión de las burbujas en el rodete, es por ello que analizar estas presiones es importante porque así conoceríamos experimentalmente el valor de estos gradientes.

B. ALTURA DE LA BOMBA

Un dato importante del rendimiento de la bomba es la altura que alcanza el fluido al ser bombeado. En la tabla de experimentación se obtuvo 17.11 m que es la capacidad que tiene la bomba en esas condiciones iniciales, el software entregó para esas condiciones un valor de 15.11 m por tanto el error es del 11%

$$\%error = 15.11/17.11 = 11\%$$

Aunque el error no es tan despreciable, se le considera aceptable ya que, se ha demostrado que la rugosidad de las paredes internas de la bomba influye en el cálculo

efectivo de la altura que puede entregar la bomba. En el estudio experimental previo no se dispone de datos medidos de rugosidad y más aún se disponen de diferentes materiales en la bomba experimental con diferentes rugosidades, y en el software se colocó un valor por defecto de rugosidad (smooth o liso) considerando homogeneidad de materiales (lo cual no es totalmente cierto en la realidad). Si se quiere mejorar los resultados por un lado se debe refinar la malla y por otro tener datos más reales para ingresarlos al software. La siguiente tabla muestra lo expuesto:

Tabla 6.3. Resumen datos en el dominio predeterminado del fluido.

Quantity	Entrada	LE Corte	TE Corte	Salida	TE/LE	TE-LE	Units
Densidad	981.0000	981.0000	981.0000	981.0000	N/A	N/A	[kg m ⁻³]
Pstatic	8.4325	7.2913	114.4180	144.9740	N/A	107.1260	[kPa]
Ptotal	9.9044	10.6717	231.5090	248.0130	N/A	220.8370	[kPa]
Ptotal (rot)	9.8618	6.8863	-4.2111	-5.3178	N/A	-11.0974	[kPa]
Head	1.0295	0.8912	25.6164	25.7824	N/A	24.7252	[m]
Static Head	0.8765	0.6275	11.8035	15.1118	N/A	11.1760	[m]
U	2.6095	4.2616	15.5908	17.8442	3.6584	11.3292	[m s ⁻¹]
W	173.2050	173.2050	173.2050	173.2050	1.0000	0.0000	

Fuente: Santiago F. Vargas B.

C. ZONAS DE CAVITACIÓN

Las siguientes imágenes muestran la secuencia de afectación en el impulsor producto de la cavitación. Controlado el % de transferencia de masa agua líquido a vapor se puede observar cómo se definen perfectamente las zonas de desgaste que coinciden con las presentadas en los casos comunes de cavitación la zona centrífuga. Las zonas mostradas son las que presentan mayor porcentaje de vapor de agua, lo cual ha sucedido una vez que se la presión disminuye hasta la presión de vapor a 16°C en este caso 1819 Pa (ver Anexo B6).

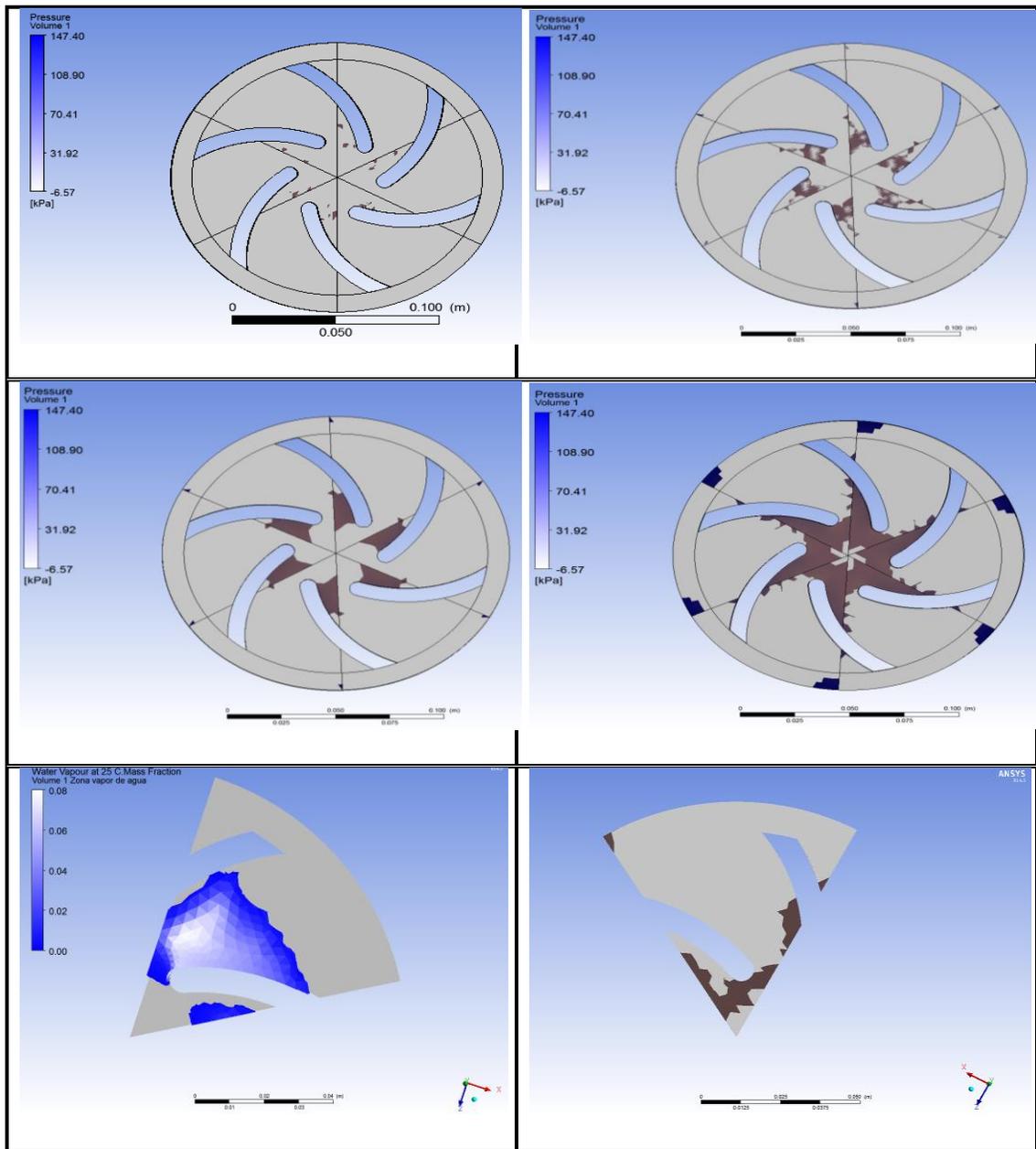


Figura 6.19. Progresión de la cavitación y valor de transferencia de masa.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

También se observa en la gráfica en azul (agua) y blanco (vapor de agua) que en dicha masa el 0.08 / 1 corresponde a vapor condición que puede ser configurada en el programa para verificar zonas de inicio de trasferencia de masa y por tanto de cavitación si se ubica en el plano del material (impulsor).

Finalmente, como se observa la zona afectada tiene una plena correspondencia con la experimentación previa.

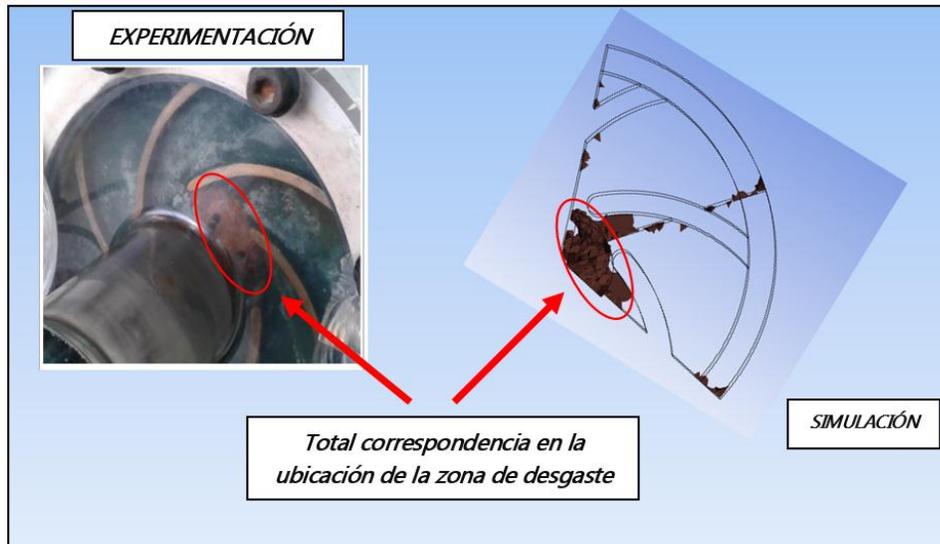


Figura 6.20. Comparación de la experimentación vs la simulación CFD de la cavitación.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

6.8. PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN

Previo al futuro se puede hacer avances con el modelo de simulación del fluido en la bomba centrífuga realizada en este estudio, el interés de dichos avances es poder analizar de mejor manera el fenómeno de la cavitación.

6.8.1. EXPERIMENTACIÓN EN EL MODELO DE SIMULACIÓN

La experimentación de la propuesta se la puede observar La tabla 6.3, especifica la cantidad de análisis necesarios para obtener resultados satisfactorios. Adicional a estos análisis se realizaron otros con el objetivo de verificar la valides de los modelos y condiciones de análisis escogidos.

Tabla 6.3. Casos de análisis

DISEÑO DE EXPERIMENTOS		
Nº ESTUDIO	DIÁMETRO DEL RODETE (mm)	VELOCIDAD DE ROTACIÓN (rpm)
1	140	1750
2	140	3500

Fuente: Santiago F. Vargas B.

En la tabla 6.3, se observa la experimentación que se realizará con la simulación del fluido. Se escogió realizar estos dos experimentos debido a que las bombas en el mercado se encuentran de 1750 rpm y 3500 rpm, estos valores son estándar para el rendimiento de bombas en catálogos. Por tal motivo saber que efecto tiene este cambio en nuestra simulación del fluido será de importancia para próximos análisis en CFD de bombas centrífugas.

Los resultados de estos cambios se presentaran a continuación.

6.8.2. RESULTADOS DE LA EXPERIMENTACIÓN

6.8.2.1. RESULTADOS DE LA EXPERIMENTACIÓN A 1750 RPM

A. PRESIÓN

Los valores de presión del fluido en el dominio predeterminada por el modelo de simulación se muestran a continuación.

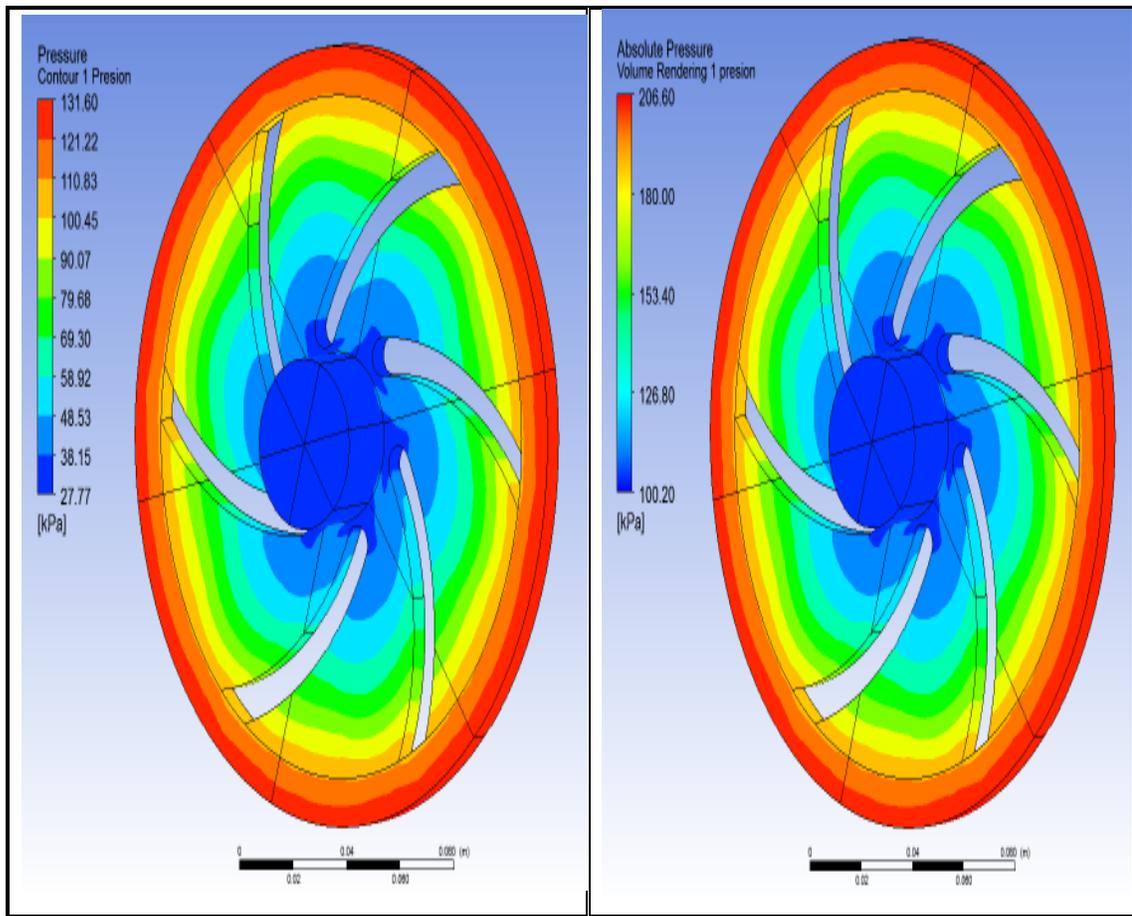


Figura 6.21. Resultados de la presión del fluido a 1750 rpm.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

En la figura 6.21, se puede observar los valores de presión máximos y mínimos del fluido. La presión de salida del fluido o descarga de la bomba es 131.60 kPa, para saber el incremento de presión de la entrada a la salida de la bomba se muestra a continuación el comportamiento de la presión en el sentido de la corriente (streamwise).

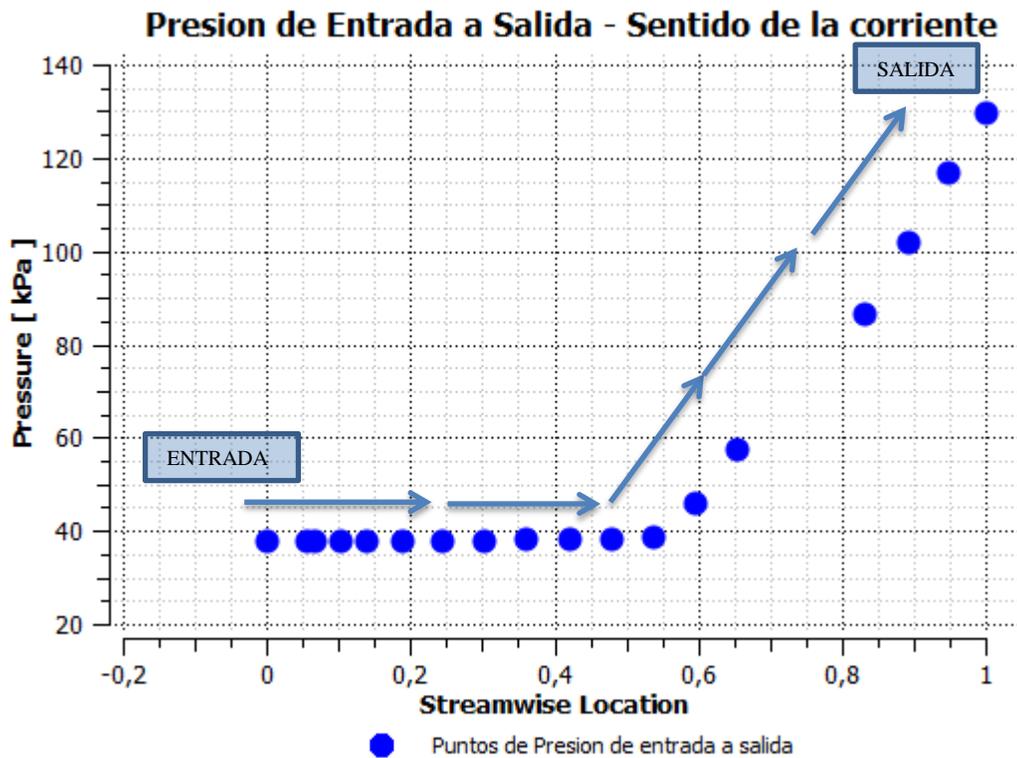


Figura 6.22. Resultados de los puntos de presión de la entrada a la salida de la bomba a 1750 rpm.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Los resultados obtenidos para la presión se explican claramente en la curva de la figura 6.22, teniendo un valor de 27.77 kPa a la entrada y 131.60 kPa a la salida. Es también importante conocer la presión en el contorno del álabe, estos datos son presentan a continuación.

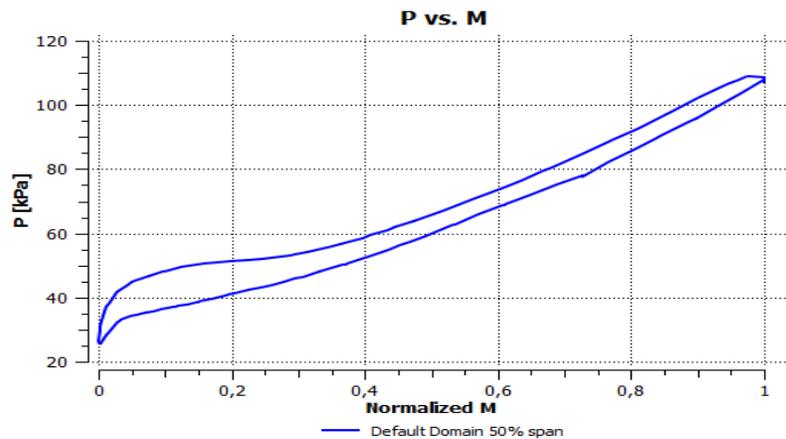


Figura 6.23. Presiones en el contorno de un álabe del rodete a 1750 rpm.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Otro dato importante en el análisis de presiones en las bombas es el gradiente de presión entre la zona del cubo (hub) y la pared que sostiene a los alabes (shroud), esto se muestra en la siguiente figura 6.24.

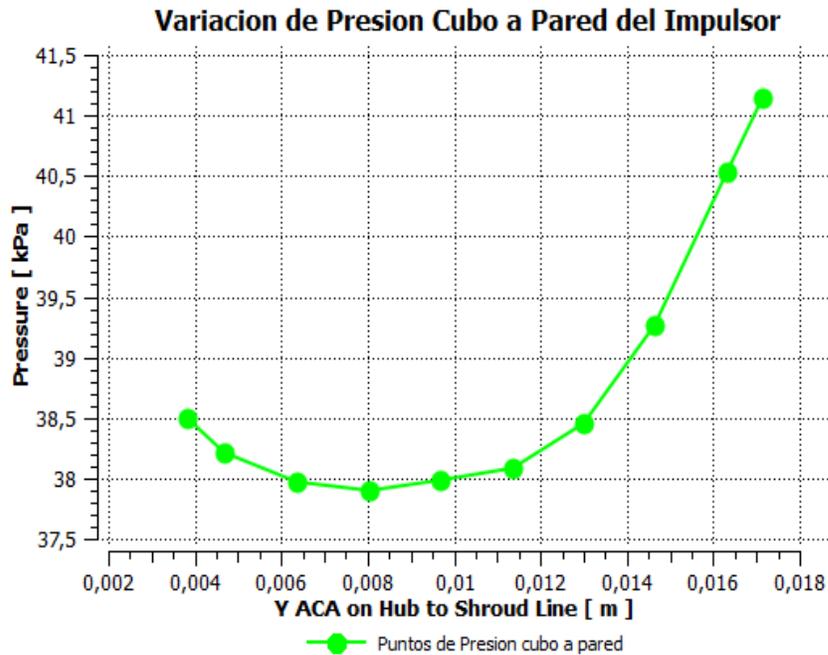


Figura 6.24. Variación de presión entre el cubo y la pared del impulsor o rodete a 1750 rpm.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Las presiones en esta zona del dominio del fluido son más altas en comparación con los resultados a 2130 rpm, esto quiere decir que la posibilidad de que se presente cavitación a 1750 rpm son más bajas.

B. ALTURA DE LA BOMBA

El resumen de los datos del dominio de la simulación del fluido a 1750 rpm se muestra a continuación.

Tabla 6.4. Resumen datos en el dominio predeterminado del fluido a 1750 rpm.

Quantity	Entrada	LE Corte	TE Corte	Salida	TE/LE	TE-LE	Units
Densidad	981.0000	981.0000	981.0000	981.0000	N/A	N/A	[kg m ⁻³]
Pstatic	37.8554	37.0716	109.3960	129.9810	N/A	72.3244	[kPa]
Ptotal	38.8576	39.3783	188.4010	199.3990	N/A	149.0230	[kPa]
Ptotal (rot)	38.8283	36.7846	29.3127	28.5550	N/A	-7.4719	[kPa]
Head	4.0391	3.9449	20.6027	20.7093	N/A	16.6578	[m]
Static Head	3.9349	3.7656	11.3125	13.5335	N/A	7.5468	[m]

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Como era de esperar la cabeza de altura de la bomba disminuye en comparación con la simulación a 2130 rpm esto es debido a que si relacionamos la revoluciones en términos de potencia la bomba está funciona a una menor potencia por ende menor cabeza de altura.

6.8.2.2. RESULTADOS DE LA EXPERIMENTACIÓN A 3500 RPM

A. PRESIÓN

Los valores de presión del fluido en el dominio predeterminada por el modelo de simulación se muestran a continuación.

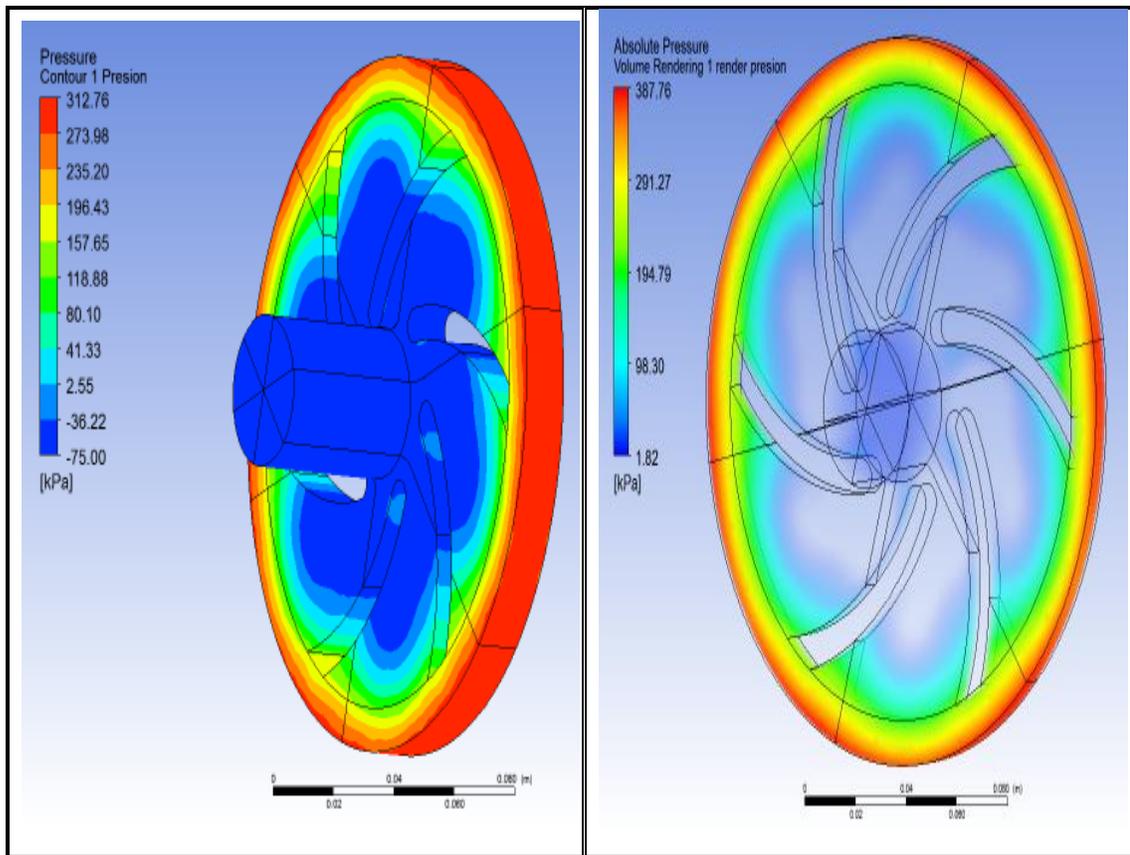


Figura 6.25. Resultados de la presión del fluido a 3500 rpm.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

En la figura 6.25, se puede observar los valores de presión máximos y mínimos del fluido. La presión de salida del fluido o descarga de la bomba es 312.76 kPa, para saber el incremento de presión de la entrada a la salida de la bomba se muestra a continuación el comportamiento de la presión en el sentido de la corriente (streamwise).

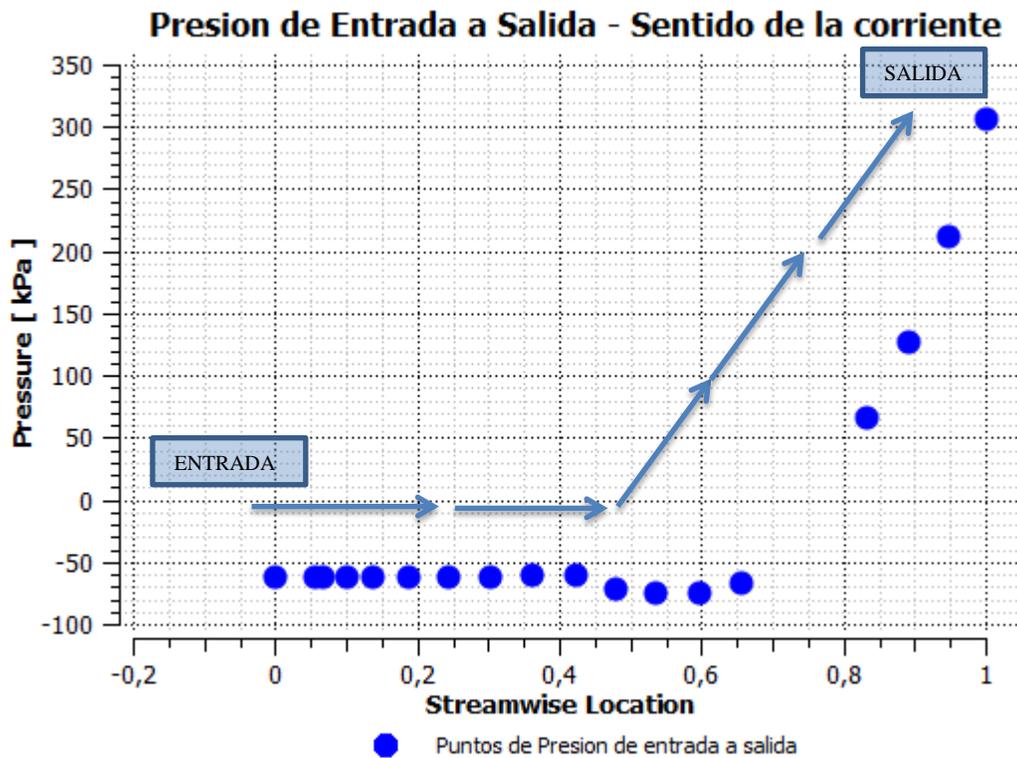


Figura 6.26. Resultados de los puntos de presión de la entrada a la salida de la bomba a 3500 rpm.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Los resultados obtenidos para la presión se explican claramente en la curva de la figura 6.26, teniendo un valor de -75 kPa a la entrada y 312.76 kPa a la salida. También analizando la curva se puede decir que existe una disminución en la presión cuando el agua llega al rodete para desde ahí comenzar una gran elevación en sus valores.

Es también importante conocer la presión en el contorno del álabe, estos datos se presentan a continuación.

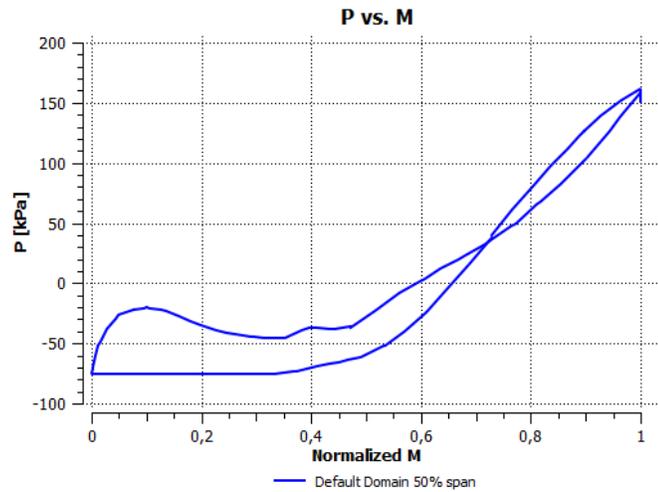


Figura 6.27. Presiones en el contorno de un álabe del rodete a 3500 rpm.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Esta curva de presiones generada en la álabe del rodete tiene variaciones significativas, esto es debido a que la velocidad de rotación es muy alta y la bomba esta funcionando a presiones muy altas, quizás estos valores sobrepasan los valores considerados en el diseño del rodete.

Otro dato importante en el análisis de presiones en las bombas es el gradiente de presión entre la zona del cubo (hub) y la pared que sostiene a los alabes (shroud), esto se muestra a continuación.

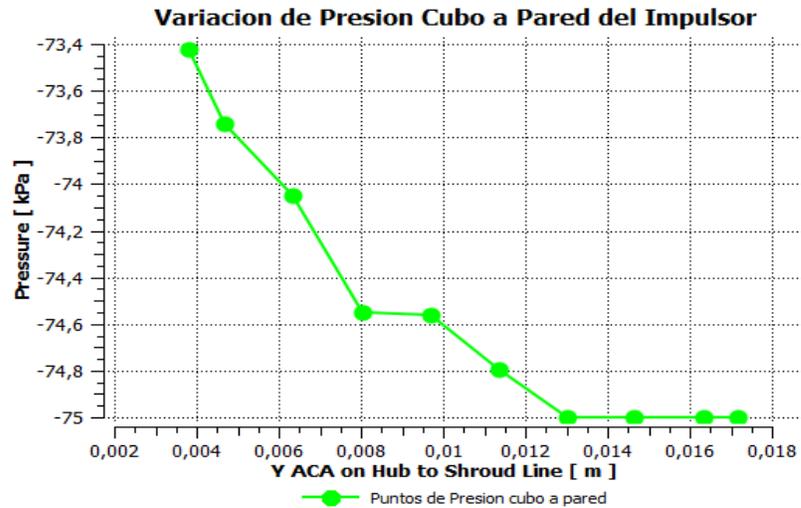


Figura 6.28. Variación de presión entre el cubo y la pared del impulsor o rodete a 3500 rpm.

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Las presiones en esta zona del dominio del fluido son más bajas en comparación con los resultados a 2130 rpm, esto quiere decir que la posibilidad de que se presente cavitación a 3500 rpm, son muy altas.

B. ALTURA DE LA BOMBA

El resumen de los datos del dominio de la simulación del fluido a 3500 rpm se muestra a continuación.

Tabla 6.5. Resumen datos en el dominio predeterminado del fluido a 3500 rpm.

Quantity	Entrada	LE Corte	TE Corte	Salida	TE/LE	TE-LE	Units
Densidad	981.0000	981.0000	981.0000	981.0000	N/A	N/A	[kg m ⁻³]
Pstatic	-218.6670	-219.5720	70.3640	144.9740	N/A	289.9360	[kPa]
Ptotal	-217.1930	-214.4070	365.9330	401.0280	N/A	580.3410	[kPa]
Ptotal (rot)	-217.3640	-225.4370	-250.2050	-255.8520	N/A	-24.7682	[kPa]
Head	-22.5765	-22.8104	41.5740	42.7638	N/A	64.3844	[m]
Static Head	-22.7297	-23.0671	25.6187	29.3215	N/A	30.3160	[m]

Fuente: Santiago F. Vargas B.

Como era de esperar la cabeza de altura de la bomba aumenta en comparación con la simulación a 2130 rpm esto es debido a que si relacionamos la revoluciones en términos de potencia la bomba está funciona a una mayor potencia por ende mayor cabeza de altura, pero no hay que equivocarse con este valor, el hecho que la bomba tenga mejor cabeza de altura no quiere decir que los demás parámetros hidráulicos estén en términos confiables de diseño y rendimiento.

6.8.2.3. COMPARACIÓN DE LOS RESULTADOS DE LAS SIMULACIONES

Aquí se presenta una comparación de resultados obtenidos con las diversas experimentaciones en el modelo de simulación del fluido en la bomba centrífuga.

Tabla 6.6. Comparación de resultados de la experimentación realizada en el modelo de simulación de la bomba.

N° de revoluciones	Presión en la succión	Presión en la descarga	Cabeza de altura o TDH
1750 rpm	27.77 kPa	131.60 kPa	13.5335 m
2130 rpm	-10.32 kPa	147,26 kPa	15.1118 m
3500 rpm	-75.00 kPa	312.76 kPa	29.3215 m

Fuente: Santiago F. Vargas B.

La tabla 6.6, muestra los resultados principales de los experimentos realizados en el modelo de simulación de la bomba, con estos valores se puede decir los siguiente; la presión en la succión es inversamente proporcional a las revoluciones, en cambio la presión en la descarga y la cabeza de altura son directamente proporcionales a las revoluciones.

6.8.3. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES DE LA PROPUESTA

6.8.3.1. CONCLUSIONES

Se resumen algunas conclusiones referidas sólo al objetivo principal de demostrar mediante software la correspondencia de resultados experimentales y simulados:

- El software utilizado es de alta gama y corresponde a casi lo mejor que existe en cuanto a simulación por Fluido Dinámica Computacional.
- Las configuraciones realizadas en el programa y la definición de variables y modelos han sido estrictamente seguidas de investigaciones científicas previas, el manual de usuario del software y la teoría de la dinámica de fluidos (ecuaciones Navier Stokes, volúmenes de control de Euler, teoría de discretización, modelos de turbulencia y teoría de Rayleigh– Prieset para la cavitación).
- La presión obtuvo un error software -experimentación de 1.5%, totalmente aceptable (según estudios previos hasta un 5%).
- El cálculo de la altura un error del 11%, no aceptable del todo, pero si mejorable utilizando valores adecuados para la rugosidad de las paredes interiores de la bomba.
- Al realizar el análisis del fluido colocando 1750 rpm en la velocidad de giro se obtuvo; caída de presión a la salida de 131.60 kPa, aumento de presión en la entrada a 27.77 kPa y disminución de altura a 13.5335 m.
- Con el análisis del fluido a 3500 rpm de velocidad de giro se obtuvo los siguiente resultados; aumento de presión a la salida de 312.76 kPa, disminución de la presión a la entrada a -75.00 kPa he incremento de altura a 29.3215 m.

6.8.3.2. RECOMENDACIONES

- Siempre que se haga simulaciones contrastar con los resultados experimentales LOS RESULTADOS DEL SOFTWARE EN NINGUN CASO REEMPLAZÁN LOS RESULTADOS DE PROTOTIPOS O EXPERIMENTOS, SON SOLO UNA BUENA APROXIMACIÓN CUANDO SE EJECUTAN RESPOSABLEMENTE Y TIENE CONOCIMIENTO DE LA FUNCIONALIDAD DEL SOFTWARE).

- Revisar detenidamente los otros casos de análisis presentados en los informes individuales para sacar conclusiones adecuadas para cada estudio, las aquí expuestas son sólo referidas a la correspondencia de resultados con los casos reales y no como principios básicos de la MECÁNICA DE FLUIDOS LO CUAL DEBE SER ANALIZADO POR EL EXPERIMENTADOR.
- Finalmente, si se desea prevenir, controlar y estudiar futuros fenómenos generados en el campo de los fluidos la herramienta de simulación de fluidos por CFD es una buena herramienta para realizar análisis predictivos, lo importante es tener un amplio conocimiento de la aplicación del software que se utilice.

BIBLIOGRAFÍA DE REFERENCIAS

LIBROS

- Mataix, C. (1986). *Mecánica de Fluidos y Maquinas Hidráulicas*. (Segunda Edición). España, Madrid: Castillo S.A.
- Mott, R.L. (2006). *Mecánica de Fluidos*. (Sexta Edición). México: PEARSON EDUCATION.

PDF ELECTRÓNICOS

- Bohórquez, P. (2011). *Mecánica de Fluidos Computacional*. Recuperado el 4 de Agosto del 2014 desde <http://blogs.ujaen.es/prmedina/wp-content/uploads/2012/06/PRESENTACIONMFC.pdf>
- Cisneros, B. H. (s.f.). *Cavitación, Un ataque al corazón de las Bombas Centrífugas*. Recuperado el 2 de Mayo del 2013 desde http://gonzalezpyadira.mex.tl/imagesnew2/0/0/0/2/1/4/2/7/5/CAVITACION_2.pdf
- CONAGUA. (2009). *Comisión Nacional del Agua, Eficiencia en Sistemas de Bombeo*. Recuperado el 2 de Octubre del 2013 desde <http://www.conagua.gob.mx/CONAGUA07/Noticias/EficienciaenSisdeBombeo2daEdic.pdf>
- Chamorro, J. (2013). *Mecánica de Fluidos I*. Recuperado el 5 de Julio del 2013 desde <http://www.metalurgia.uda.cl/apuntes/Jchamorro/Mecanica-fluidos%20I/EcuacionGeneraldeEnergiaA.pdf>
- Fernández, P. (s.f.). *Bombas Centrífugas y Volumétricas*. Recuperado el 22 de Abril del 2013 desde http://www.ing.una.py/pdf_material_apoyo/bombas-centrifugas-y-volumetricas.pdf
- GORMAN-RUPP COMPANY, (s.f.). *Cavitación de una Bomba Centrífuga*. Recuperado el 4 de Junio de 2013 desde <http://www.pricast-agua.es/pdf/Cavitacion-de-una-bomba-centrifuga.pdf>
- IES Villalba Hervas. (2013). *Tipos de motores de corriente continua*. Recuperado el 7 de Agosto del 2013 desde

<https://iesvillalbahervastecnologia.files.wordpress.com/2010/02/motores-electricos-parte-ii1.pdf>

- IUT Federico Rivero Palacios, (2008). *Mecánica de los Fluidos, Bombas Centrífugas*. Recuperado el 10 de Mayo del 2013 desde <http://xa.yimg.com/kq/groups/25187691/811793770/name/Tema+5+Bombas+centrifugas.pdf>
- Kenneth, J. (s.f.). *BOMBAS, Selección Uso y Mantenimiento*. Recuperado el 15 de Mayo del 2013 desde <http://web.ist.utl.pt/ist11061/leq-II/Documentos/OpUnitarias/Bombas.pdf>
- Reyes, J. Ruiz, G. & Hernández S. (2010). *Un experimento de enseñanza e investigación sobre el fenómeno de la cavitación en bombas centrífugas*. Recuperado el 2 de Mayo del 2013 desde http://www.lajpe.org/LAJPE_AAPT/13_Jorge_Luis_Reyes.pdf

SITIOS ELECTRONICOS

- González, Y. (2013). *Clasificación de las Máquinas Hidráulicas*. Máquinas Hidráulicas. (s.f.). Recuperado el 2 de Mayo del 2013 desde http://gonzalezpyadira.mex.tl/843944_2--Clasificacion-de-las-maquinas-hidraulicas-.html
- Bombas Centrífugas. (2013). *Aplicación, Sistemas, Principios Fundamentales y Selección*. Monografías. (s.f.). p.1. Recuperado el 7 de Junio del 2013 desde <http://www.monografias.com/trabajos36/bombas-centrifugas/bombas-centrifugas2.shtml#ixzz3JLCsTBJp>
- Automatización Industrial. (2013). *Depósitos Hidráulicos*. Automatización Industrial, Neumática, Hidráulica, Micro Controladores y Autómatas. (s.f.). Recuperado el 15 de Agosto del 2013 desde <http://industrial-automatica.blogspot.com/2011/06/deposito-hidraulicos.html>
- Asifunciona. (2014). *Triángulo de potencias eléctricas*. (s.f.). Recuperado el 20 de Agosto del 2014 desde http://www.asifunciona.com/respuestas/respuesta_2/respuestas_2.htm

CATÁLOGO

- Goulds,(2013). *Goulds Pumps 3656/3756 S-Group*. Recuperado el 7 de mayo del 2014 desde http://adisales.com/content/pdfs/3656-3756S_Bulletin.pdf

AYUDA DE SOFTWARE CFD

- Shah S R, Jain S V, Patel R N, Lakhera V J, (2012), *CFD for centrífugal pumps: a review of state-of-the-art*, Procedia Engineering, vol 51 p715-720

ANEXOS

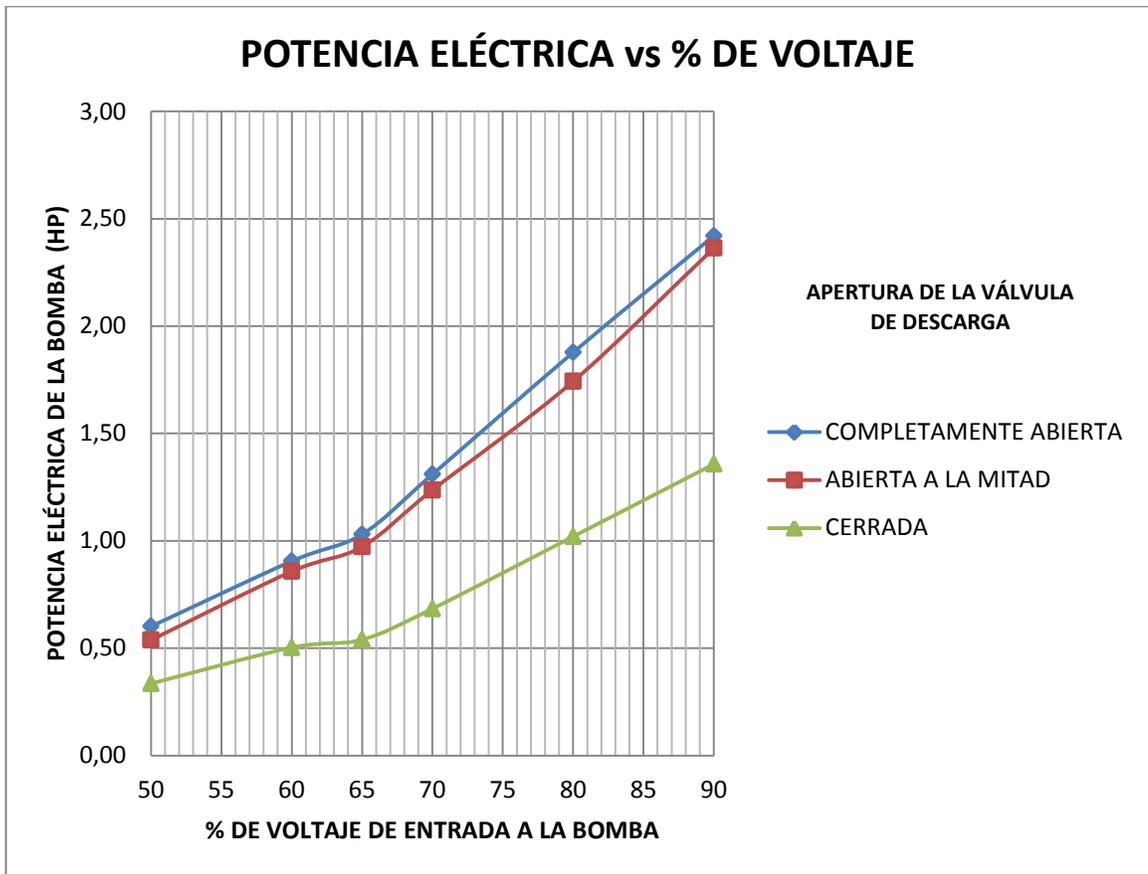
ANEXO A

RELACIÓN DE LOS VALORES ELÉCTRICOS DE LA BOMBA DEL BANCO DE PRUEBAS “BOMBAS CENTRÍFUGAS” CON RESPETO A LA APERTURA DE LA VÁLVULA DE DESCARGA Y AL % DE VOLTAJE DE ENTRADA EN EL VARIADOR.

- TABLA DE VALORES

APERTURA DE LA VALVULA DE DESCARGA	VOLTAJE DE ENTRADA (%)	VOLTAJE (Voltios)	AMPERAJE (Amperios)	POTENCIA ELÉCTRICA O DE ENTRADA A LA BOMBA (HP)	REVOLUCIONES (RPM)
ABIERTA	50	115	3,9	0,60	1680
	60	135	5	0,91	1985
	65	145	5,3	1,03	2090
	70	155	6,3	1,31	2285
	80	175	8	1,88	2585
	90	190	9,5	2,42	2870
ABIERTA A LA MITAD	50	118	3,4	0,54	1700
	60	139	4,6	0,86	2005
	65	145	5	0,97	2120
	70	159	5,8	1,24	2300
	80	178	7,3	1,74	2590
	90	198	8,9	2,36	2880
CERRADA	50	125	2	0,34	1880
	60	150	2,5	0,50	2235
	65	161	2,5	0,54	2330
	70	170	3	0,68	2575
	80	195	3,9	1,02	2910
	90	220	4,6	1,36	3230

- FIGURA DE POTENCIA DE ELÉCTRICA vs % DE VOLTAJE DE ENTRADA



ANEXO B

TABLAS Y FIGURAS DEL LIBRO “MECÁNICA DE FLUIDOS DE ROBERT MOTT 6^{TA} EDICIÓN” UTILIZADOS PARA TOMAR VALORES EN LOS CÁLCULOS HIDRÁULICOS.

ANEXO B1

PROPIEDADES DEL AGUA

Temperatura (°C)	Peso específico γ (kN/m ³)	Densidad ρ (kg/m ³)	Viscosidad dinámica η (Pa·s)	Viscosidad cinemática ν (m ² /s)
0	9.81	1000	1.75×10^{-3}	1.75×10^{-6}
5	9.81	1000	1.52×10^{-3}	1.52×10^{-6}
10	9.81	1000	1.30×10^{-3}	1.30×10^{-6}
15	9.81	1000	1.15×10^{-3}	1.15×10^{-6}
20	9.79	998	1.02×10^{-3}	1.02×10^{-6}
25	9.78	997	8.91×10^{-4}	8.94×10^{-7}
30	9.77	996	8.00×10^{-4}	8.03×10^{-7}
35	9.75	994	7.18×10^{-4}	7.22×10^{-7}
40	9.73	992	6.51×10^{-4}	6.56×10^{-7}
45	9.71	990	5.94×10^{-4}	6.00×10^{-7}
50	9.69	988	5.41×10^{-4}	5.48×10^{-7}
55	9.67	986	4.98×10^{-4}	5.05×10^{-7}
60	9.65	984	4.60×10^{-4}	4.67×10^{-7}
65	9.62	981	4.31×10^{-4}	4.39×10^{-7}
70	9.59	978	4.02×10^{-4}	4.11×10^{-7}
75	9.56	975	3.73×10^{-4}	3.83×10^{-7}
80	9.53	971	3.50×10^{-4}	3.60×10^{-7}
85	9.50	968	3.30×10^{-4}	3.41×10^{-7}
90	9.47	965	3.11×10^{-4}	3.22×10^{-7}
95	9.44	962	2.92×10^{-4}	3.04×10^{-7}
100	9.40	958	2.82×10^{-4}	2.94×10^{-7}

ANEXO B2

PROPIEDADES DE LA ATMOSFERA

Unidades SI				Unidades del Sistema Inglés			
Altitud (m)	Temperatura T (°C)	Presión P (kPa)	Densidad ρ (kg/m ³)	Altitud (pies)	Temperatura T (°F)	Presión P (psi)	Densidad ρ (slugs/pie ³)
0	15.00	101.3	1.225	0	59.00	14.696	2.38×10^{-3}
200	13.70	98.9	1.202	500	57.22	14.433	2.34×10^{-3}
400	12.40	96.6	1.179	1000	55.43	14.173	2.25×10^{-3}
600	11.10	94.3	1.156	5000	41.17	12.227	2.05×10^{-3}
800	9.80	92.1	1.134	10000	23.34	10.106	1.76×10^{-3}
1000	8.50	89.9	1.112	15000	5.51	8.293	1.50×10^{-3}
2000	2.00	79.5	1.007	20000	-12.62	6.753	1.27×10^{-3}
3000	-4.49	70.1	0.9093	30000	-47.99	4.365	8.89×10^{-4}
4000	-10.98	61.7	0.8194	40000	-69.70	2.720	5.85×10^{-4}
5000	-17.47	54.0	0.7364	50000	-69.70	1.683	3.62×10^{-4}
10000	-49.90	26.5	0.4135	60000	-69.70	1.040	2.24×10^{-4}
15000	-56.50	12.11	0.1948	70000	-67.30	0.644	1.38×10^{-4}
20000	-56.50	5.53	0.0889	80000	-61.81	0.400	8.45×10^{-5}
25000	-51.60	2.55	0.0401	90000	-56.32	0.251	5.22×10^{-5}
30000	-46.64	1.20	0.0184	100000	-50.84	0.158	3.25×10^{-5}

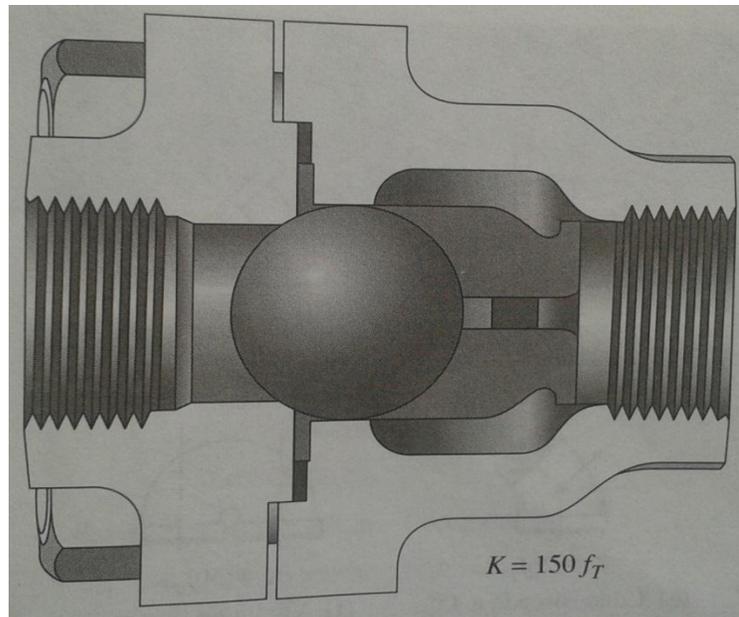
ANEXO B3

VALORES DE DISEÑO DE LA RUGOSIDAD DE TUBOS

Material	Rugosidad ϵ (m)	Rugosidad ϵ (pie)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	3.0×10^{-7}	1.0×10^{-6}
Tubo extruido; cobre, latón y acero	1.5×10^{-6}	5.0×10^{-6}
Acero, comercial o soldado	4.6×10^{-5}	1.5×10^{-4}
Hierro galvanizado	1.5×10^{-4}	5.0×10^{-4}
Hierro dúctil, recubierto	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Hierro dúctil, no recubierto	2.4×10^{-4}	8.0×10^{-4}
Concreto, bien fabricado	1.2×10^{-4}	4.0×10^{-4}
Acero remachado	1.8×10^{-3}	6.0×10^{-3}

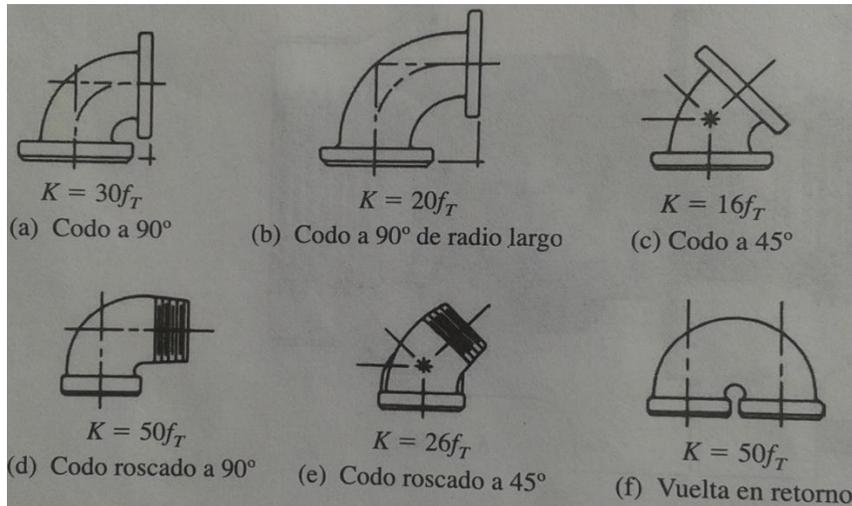
ANEXO B4

COEFICIENTE DE RESISTENCIA PARA UNA VÁLVULA DE VERIFICACIÓN TIPO BOLA



ANEXO B5

COEFICIENTE DE RESISTENCIA PARA CODOS DE TUBERIA



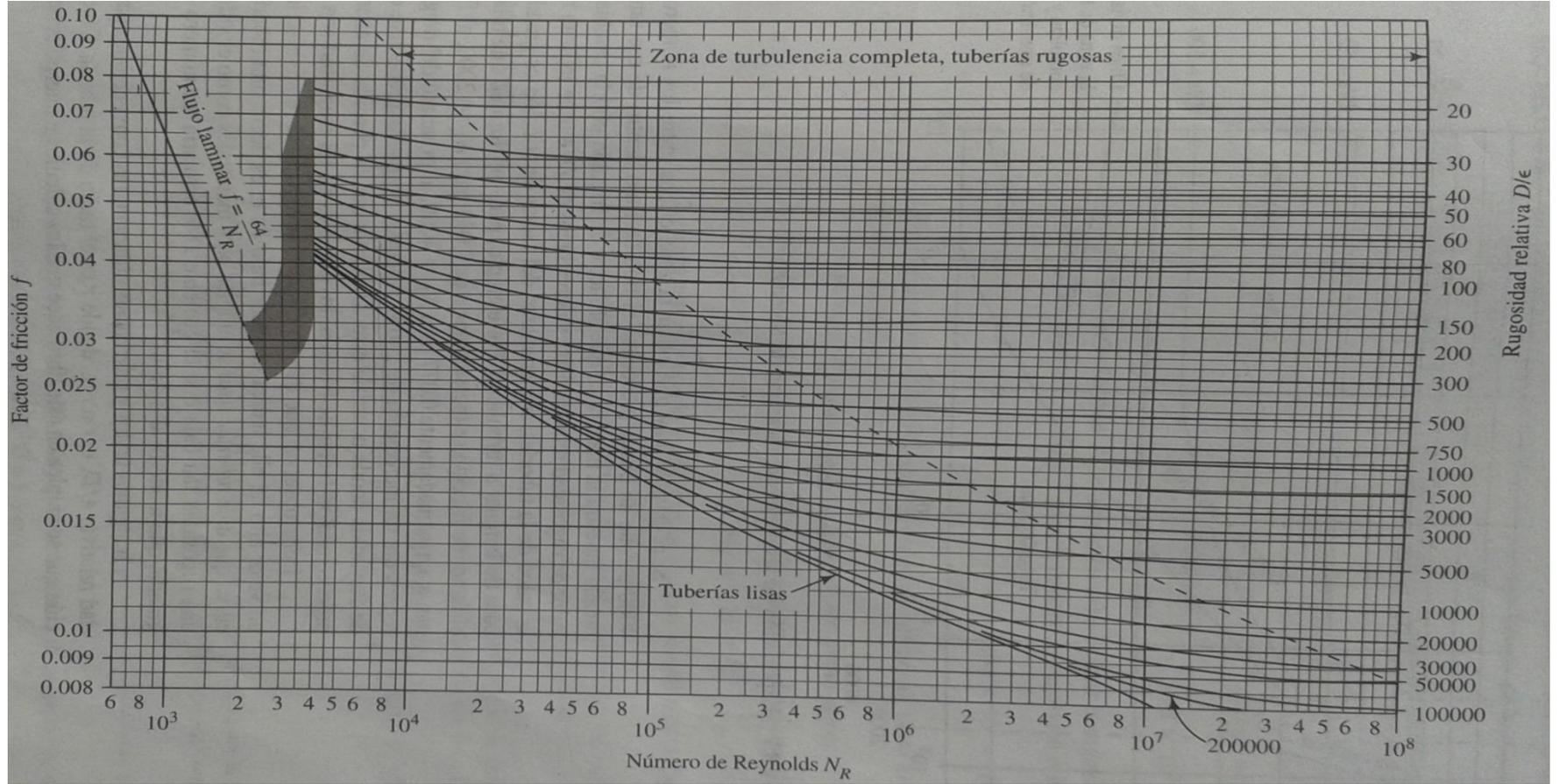
ANEXO B6

PRESIÓN DE VAPOR Y CARGA DE PRESIÓN DE VAPOR DE AGUA

Temperatura °C	Presión de vapor kPa (abs)	Peso específico (kN/m^3)	Carga de presión de vapor (m)
0	0.6105	9.806	0.06226
5	0.8722	9.807	0.08894
10	1.228	9.804	0.1253
20	2.338	9.789	0.2388
30	4.243	9.765	0.4345
40	7.376	9.731	0.7580
50	12.33	9.690	1.272
60	19.92	9.642	2.066
70	31.16	9.589	3.250
80	47.34	9.530	4.967
90	70.10	9.467	7.405
100	101.3	9.399	10.78

ANEXO B7

DIAGRAMA DE MOODY



ANEXO C

TABLA DE VALORES DE “t” DE STUDENT Y PROBABILIDADES “P”
ASOCIADA EN FUNCIÓN DE LOS GRADOS DE LIBERTAD “gl”

gl	P (de una cola)									
	0.4	0.25	0.1	0.05	0.025	0.01	0.005	0.0025	0.001	0.0005
2	0.289	0.816	1.886	2.920	4.303	6.965	9.925	14.089	22.326	31.596
3	0.277	0.765	1.638	2.353	3.182	4.541	5.841	7.453	10.215	12.924
4	0.271	0.741	1.533	2.132	2.776	3.747	4.604	5.598	7.173	8.610
5	0.267	0.727	1.476	2.015	2.571	3.365	4.032	4.773	5.893	6.869
6	0.265	0.718	1.440	1.943	2.447	3.143	3.707	4.317	5.208	5.959
7	0.263	0.711	1.415	1.895	2.365	2.998	3.499	4.029	4.785	5.408
8	0.262	0.706	1.397	1.860	2.306	2.896	3.355	3.833	4.501	5.041
9	0.261	0.703	1.383	1.833	2.262	2.821	3.250	3.690	4.297	4.781
10	0.260	0.700	1.372	1.812	2.228	2.764	3.169	3.581	4.144	4.587
11	0.260	0.697	1.363	1.796	2.201	2.718	3.106	3.497	4.025	4.437
12	0.259	0.695	1.356	1.782	2.179	2.681	3.055	3.428	3.930	4.318
13	0.259	0.694	1.350	1.771	2.160	2.650	3.012	3.372	3.852	4.221
14	0.258	0.692	1.345	1.761	2.145	2.624	2.977	3.326	3.787	4.140
15	0.258	0.691	1.341	1.753	2.131	2.602	2.947	3.286	3.733	4.073
16	0.258	0.690	1.337	1.746	2.120	2.583	2.921	3.252	3.686	4.015
17	0.257	0.689	1.333	1.740	2.110	2.567	2.898	3.222	3.646	3.965
18	0.257	0.688	1.330	1.734	2.101	2.552	2.878	3.197	3.610	3.922
19	0.257	0.688	1.328	1.729	2.093	2.539	2.861	3.174	3.579	3.883
20	0.257	0.687	1.325	1.725	2.086	2.528	2.845	3.153	3.552	3.850
21	0.257	0.686	1.323	1.721	2.080	2.518	2.831	3.135	3.527	3.819
22	0.256	0.686	1.321	1.717	2.074	2.508	2.819	3.119	3.505	3.792
23	0.256	0.685	1.319	1.714	2.069	2.500	2.807	3.104	3.485	3.768
24	0.256	0.685	1.318	1.711	2.064	2.492	2.797	3.091	3.467	3.745
25	0.256	0.684	1.316	1.708	2.060	2.485	2.787	3.078	3.450	3.725
26	0.256	0.684	1.315	1.706	2.056	2.479	2.779	3.067	3.435	3.706
27	0.256	0.684	1.314	1.703	2.052	2.473	2.771	3.057	3.421	3.690
28	0.256	0.683	1.313	1.701	2.048	2.467	2.763	3.047	3.408	3.674
29	0.256	0.683	1.311	1.699	2.045	2.462	2.756	3.038	3.396	3.659
30	0.256	0.683	1.310	1.697	2.042	2.457	2.750	3.030	3.385	3.646
40	0.255	0.681	1.303	1.684	2.021	2.423	2.704	2.971	3.307	3.551
60	0.254	0.679	1.296	1.671	2.000	2.390	2.660	2.915	3.232	3.460
120	0.254	0.677	1.289	1.658	1.980	2.358	2.617	2.860	3.160	3.373
Infinito	0.253	0.674	1.282	1.645	1.960	2.326	2.576	2.807	3.090	3.291

ANEXO D

PLACA DE CARACTERISTICAS DEL MOTOR ELÉCTRICO DE LA BOMBA
EN ESTUDIO

