



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO ELECTROMECAÁNICO**

**TEMA: ANÁLISIS Y EVALUACIÓN DEL FENÓMENO DE
CAVITACIÓN EN UN SISTEMA DE BOMBEO UTILIZANDO
TÉCNICAS CFD Y ANÁLISIS MODAL, PARA DETERMINAR SU
INFLUENCIA EN LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO
ENERGÉTICO EN EL LABORATORIO DE ELECTROBOMBAS
DE LA UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE
EXTENSIÓN LATAACUNGA.**

AUTORES: CHRISTIAN ANDRÉS CARVAJAL MARTINEZ

JOSÉ LUIS POALACIN FLORES

DIRECTOR: ING. WILSON SÁNCHEZ

LATAACUNGA

2017



DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, “ANÁLISIS Y EVALUACIÓN DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN UN SISTEMA DE BOMBEO UTILIZANDO TÉCNICAS CFD Y ANÁLISIS MODAL, PARA DETERMINAR SU INFLUENCIA EN LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO ENERGÉTICO EN EL LABORATORIO DE ELECTROBOMBAS DE LA UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE EXTENSIÓN LATACUNGA” realizado por el señor **CHRISTIAN ANDRÉS CARVAJAL MARTINEZ** y el señor **JOSÉ LUIS POALACIN FLORES**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar al señor **CHRISTIAN ANDRÉS CARVAJAL MARTINEZ** y el señor **JOSÉ LUIS POALACIN FLORES** para que lo sustenten públicamente.

Latacunga, 03 de Julio del 2017

ING. WILSON EDMUNDO SÁNCHEZ OCAÑA

DIRECTOR



DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, **CHRISTIAN ANDRÉS CARVAJAL MARTINEZ**, con cédula de ciudadanía N° 1804211470, y **JOSÉ LUIS POALACIN FLORES**, con cédula de ciudadanía N° 1803732112 declaramos que este trabajo de titulación “**ANÁLISIS Y EVALUACIÓN DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN UN SISTEMA DE BOMBEO UTILIZANDO TÉCNICAS CFD Y ANÁLISIS MODAL, PARA DETERMINAR SU INFLUENCIA EN LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO ENERGÉTICO EN EL LABORATORIO DE ELECTROBOMBAS DE LA UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE EXTENSIÓN LATACUNGA**” ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaramos que este trabajo es de nuestra autoría, en virtud de ello nos declaramos responsables del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Latacunga, 03 de Julio del 2017

Christian Andrés Carvajal Martínez

C.C.: 1804211470

José Luis Poalacin Flores

C.C.: 1803732112



DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, **CHRISTIAN ANDRÉS CARVAJAL MARTINEZ** y **JOSÉ LUIS POALACIN FLORES**, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en el repositorio institucional el trabajo de titulación “**ANÁLISIS Y EVALUACIÓN DEL FENÓMENO DE CAVITACIÓN EN UN SISTEMA DE BOMBEO UTILIZANDO TÉCNICAS CFD Y ANÁLISIS MODAL, PARA DETERMINAR SU INFLUENCIA EN LOS PARÁMETROS DE RENDIMIENTO ENERGÉTICO EN EL LABORATORIO DE ELECTROBOMBAS DE LA UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE EXTENSIÓN LATACUNGA**” cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

Latacunga, 03 de Julio del 2017

Christian Andrés Carvajal Martínez

C.C.: 1804211470

José Luis Poalacin Flores

C.C.: 1803732112

DEDICATORIA

A nadie en especial, ya que ha sido una vida académica llena de altos y bajos, diversas emociones donde quizá aquellos pilares fundamentales del hogar, demás familiares y amigos no han sido la suficiente comprensión que se esperaba. Caso adverso para aquellas pocas personas, que de no ser necesario la mención de su nombre, con su consentimiento toman lugar en el desarrollo de este párrafo; aquellas quienes, con humildad, respeto y perseverancia han sido parte del relato de mi vida universitaria.

Christian Andrés

A DIOS por haberme permitido llegar hasta el final de este gran sueño, por su infinita bondad y amor.

A MIS PADRES Y HERMANA: Luis, Gladys y Aracelly por su motivación y amor infinito que me ha permitido ser una persona de bien, velando por mi bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento, depositando su entera confianza en cada reto que se me presentaba sin dudar ni un solo momento en mi inteligencia y capacidad. Por ellos soy lo que soy ahora. Los amo con mi vida.

A MI ABUELITA CLAUDINA por siempre estar a mi lado en todo momento, brindándome ese amor infinito, a toda mi familia que participaron directa e indirectamente en la culminación de este gran sueño.

A DANIELA PAREDES, por permitirme entrar en su vida y mostrar su apoyo y amistad incondicional.

José Luis

AGRADECIMIENTO

A Dios por darnos la salud y vida necesaria para llevar a cabo cada uno de los objetivos a cumplir en nuestra vida universitaria.

A nuestros padres que con su sacrificio supieron ser la motivación de estudiar arduamente en cada semestre de esta gran carrera, permitiéndonos reflejar en este trabajo la recompensa a su apoyo brindado.

A los Ingenieros de esta prestigiosa Universidad que a más de transmitir sus conocimientos día a día en clases, nos inculcaron valores de respeto, humildad y honestidad para trabajar tanto individual como colectivamente. Al Ingeniero Wilson Sánchez que a más de un tutor ha sido un amigo y nos ha brindado un sincero apoyo para el cumplimiento de este trabajo, a nuestra directora de carrera Ingeniera Katya Torres quien ha sido un pilar fundamental para lograr nuestro objetivo final.

A nuestros amigos y demás familiares que de una u otra forma se vieron presentes con esas palabras de aliento durante este periodo de tiempo.

Christian y José Luis

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CARÁTULA	i
CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
ÍNDICE DE CONTENIDOS	vii
ÍNDICE DE TABLAS	xi
ÍNDICE DE FIGURAS	xii
RESUMEN	xv
ABSTRACT	xvi

CAPÍTULO I

1. PROBLEMA	1
1.1 Planteamiento del Problema	1
1.2 Antecedentes.....	1
1.3 Justificación e importancia.	2
1.4 Objetivos.....	2
1.4.1 Objetivo General.	2
1.4.2 Objetivos específicos	2

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO	4
2.1 Antecedentes Investigativos.....	4
2.2 Máquinas Hidráulicas	5
2.2.1 Clasificación de las Máquinas Hidráulicas.....	5
2.3 Bombas Centrífugas.	5
2.3.1 Componentes de una Bomba Centrífuga.	5
2.3.2 Tipos de Bombas Centrífugas.....	7
2.3.3 Clasificación Bombas Centrifugas.....	7
2.3.4 Principio de funcionamiento.	7
2.3.5 Curvas Características de las Bombas.....	8
2.4 Conceptos de Mecánica de Fluidos.	9
2.4.1 Flujo volumétrico o caudal (Q).	9

2.4.2	Viscosidad	10
2.4.3	Tipos de presión.	10
2.5	Balance Energético	11
2.5.1	Ecuación General de la Energía.....	11
2.5.2	Número de Reynolds (<i>NR</i>).	12
2.5.3	Ecuación de Darcy.....	13
2.5.4	Factor de Fricción (<i>f</i>).	13
2.5.5	Pérdida por fricción en flujo laminar.	14
2.5.6	Pérdidas por fricción en flujo turbulento.	14
2.5.7	Pérdidas de energía menores (<i>h_{LS}</i>).....	15
2.5.8	Coeficiente de resistencia para válvulas y acoplamientos (<i>k</i>).....	15
2.5.9	Balance de energía y rendimiento en bombas.	16
2.5.10	Leyes de afinidad.....	17
2.6	Sistema de Bombeo.....	18
2.7	Cavitación en Bombas Centrífugas.	19
2.8	Fases de la Cavitación.....	20
2.8.1	Formación de burbujas	20
2.8.2	Crecimiento y colapso de la burbuja	20
2.9	Tipos de Cavitación.....	21
2.10	Factores que intervienen en la cavitación.	21
2.11	Causas de la Cavitación	22
2.12	Consecuencias de la cavitación en la bomba y sus componentes.	22
2.13	Definición de NPSH.	23
2.14	Consecuencias de la velocidad de la bomba sobre la NPSH.	25
2.15	Técnicas de dinámica de fluidos computacional (CFD).	25
2.15.1	Metodología de CFD.....	29
2.16	Mallado	30
2.16.1	Clasificación de mallado.....	30
2.16.2	Elementos de una malla.....	32
2.16.3	Formas de mallado	33
2.16.4	Calidad de mallado.	33
2.17	Discretización.....	34
2.18	Análisis Modal (Vibracional)	35
2.19	Vibraciones en el dominio de la frecuencia.	37

2.20	Condiciones de pruebas.....	38
2.20.1	Puntos de Medición.....	38
2.21	Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad RCM.....	39

CAPÍTULO III

3.	ANÁLISIS CON TÉCNICAS CFD Y MODAL VIBRACIONAL	41
3.1	Descripción de los componentes del sistema de bombeo.....	41
3.2	Análisis de Cavitación.....	47
3.2.1	Análisis de balance energético, para la obtención de NPSHD1	48
3.2.2	Análisis de balance energético, para la obtención de NPSHD2 en régimen de cavitación.....	58
3.2.3	Obtención de NPSHR1 de una bomba centrífuga Goulds-3742 a 3500 rpm.....	65
3.3	Aplicación de Técnicas de Dinámica de Fluido Computacional (CFD).....	66
3.3.1	Descripción de las variables del módulo en condiciones normales.....	66
3.3.2	Análisis mediante CFD en régimen de operación normal.....	67
3.3.3	Análisis mediante CFD en régimen de cavitación.....	79
3.4	Observación del fenómeno.....	84
3.5	Análisis y aplicación vibracional.....	85
3.5.1	Análisis matemático de frecuencias críticas en ejes.....	85
3.5.2	Análisis modal-vibracional de frecuencias críticas mediante ANSYS.....	86
3.5.3	Adquisición de datos con el analizador de vibraciones IRD Balancing.....	93
3.6	Datos estadísticos de los parámetros de rendimiento energético.....	95

CAPÍTULO IV

4.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	98
4.1	Interpretación matemática de las causas de la cavitación en el ojo del impulsor.....	98
4.2	Evaluación de resultados obtenidos por el analizador de vibraciones IRD Balancing de acuerdo a la norma ISO 10816.....	98
4.3	Interpretación gráfica de los espectros de frecuencia de acuerdo al parámetro de paso de álabe (BPF).....	100
4.4	Interpretación gráfica de los parámetros de rendimiento energético.....	105
4.5	Análisis estadístico con SPSS, en los parámetros de rendimiento energético.....	107

CAPÍTULO V

5.	PLAN DE MANTENIMIENTO CENTRADO EN LA CONFIABILIDAD (RCM).....	111
5.1	Hoja de Información.....	111
5.2	Hoja de Decisión.....	121

CONCLUSIONES.....	127
RECOMENDACIONES.....	129
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	130
ANEXOS	136

ANEXO A: DIAGRAMA DE MOODY

ANEXO B: VALORES DE DISEÑO DE LA RUGOSIDAD DE TUBOS

ANEXO C: MANUAL DE OPERACIÓN DEL SISTEMA DE SUPERVISIÓN DEL "BANCO DE PRUEBAS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS"

ANEXO D: PROPIEDADES DEL AGUA

ANEXO E1: COEFICIENTE DE FRICCIÓN k- CONTRACCIÓN SÚBITA

ANEXO E2: COEFICIENTE DE FRICCIÓN "K"

ANEXO E3: COEFICIENTE DE FRICCIÓN K PARA VÁLVULA DE BOLA DN 50 2" CERRADA A 45°

ANEXO F: PROPIEDADES DE LA ATMOSFERA

ANEXO G: PRESIÓN DE VAPOR Y CARGA DE PRESIÓN DE VAPOR DEL AGUA

ANEXO H: CURVA CARACTERÍSTICA BOMBA CENTRÍFUGA GOULDS 3642/3742 A 3450 RPM

ANEXO I: PRESIÓN DE VAPOR DEL AGUA LÍQUIDA ENTRE 0°C Y 373°C

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Característica de la tubería de succión	48
Tabla 2 Propiedades del agua	49
Tabla 3 Datos Bomba centrífuga 3450 rpm.....	50
Tabla 4 Coeficiente de fricción para contracción súbita	54
Tabla 5 Detalle de accesorios circuito hidráulico.....	54
Tabla 6 Valores de presión atmosférica.....	55
Tabla 7 Carga de presión de vapor del líquido.....	56
Tabla 8 Datos experimentales Bomba centrífuga 3450 rpm.....	58
Tabla 9 Datos Bomba centrífuga 3450 rpm en cavitación	59
Tabla 10 Coeficiente de fricción para contracción súbita en cavitación.....	62
Tabla 11 Detalle de accesorios circuito hidráulico en cavitación	63
Tabla 12 Datos experimentales bomba centrífuga en de cavitación 3450 rpm.....	64
Tabla 13 Datos característicos bomba centrífuga Goulds 3500 rpm	65
Tabla 14 Variables de simulación	66
Tabla 15 Detalle de mallado	78
Tabla 16 Variables del sistema	85
Tabla 17 Parámetros de calidad de malla realizada.....	92
Tabla 18 Velocidad de vibración de la bomba antes de la cavitación.....	94
Tabla 19 Velocidad de vibración de la bomba en cavitación.	95
Tabla 20 Evaluación de datos de altura de impulsión (TDH).....	95
Tabla 21 Evaluación de datos de potencia de entrada (Pac)	96
Tabla 22 Evaluación de datos de potencia útil (Put)	96
Tabla 23 Evaluación de datos de eficiencia (Eb)	97
Tabla 24 Severidad de la vibración bomba antes de la cavitación.	99
Tabla 25 Severidad de la vibración bomba después de la cavitación.....	100
Tabla 26 Amplitud de vibración a la frecuencia de paso de álabes (BPF).....	101

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Clasificación Máquinas Hidráulicas.....	5
Figura 2 Bomba Centrífuga, Disposición, Esquema y Perspectiva.....	6
Figura 3 Tipo de Bombas Centrífugas.....	7
Figura 4 Clasificación Bombas Centrífugas.....	7
Figura 5 Principio de funcionamiento de una bomba.....	8
Figura 6 Curva Altura de impulsión vs Caudal.....	8
Figura 7 NPSH vs Caudal.....	9
Figura 8 Rendimiento vs Caudal.....	9
Figura 9 Potencia en el eje vs Caudal.....	9
Figura 10 Sistema de flujo de fluido que ilustra la ecuación general de la energía..	11
Figura 11 Comportamiento de flujo turbulento y laminar.....	14
Figura 12 Banco de Bombas Centrífugas.....	19
Figura 13 Fases y daños de la cavitación.....	19
Figura 14 Etapas de la cavitación.....	20
Figura 15 Colapso de una Burbuja con la subsiguiente Formación del Jet.....	21
Figura 16 Daño de los álabes de un rodete producto de la cavitación.....	22
Figura 17 Disminución de la cabeza de una bomba que entró en cavitación.....	23
Figura 18 Detalles de la línea de succión de la bomba.....	24
Figura 19 CFD.....	26
Figura 20 Formulación de tasa de conservación de masa.....	27
Figura 21 Esfuerzos realizados en la superficie en dirección X.....	28
Figura 22 Tipo de volumen de control.....	29
Figura 23 Esquema de análisis tipo dinámica de fluidos computacional, DFC.....	30
Figura 24 Ejemplo de malla estructurada.....	31
Figura 25 Ejemplos de mallas estructuradas tipo O y tipo C.....	31
Figura 26 Geometría con mallado no estructurado.....	32
Figura 27 Geometría con mallado híbrido.....	32
Figura 28 Elementos de una malla.....	33
Figura 29 Tipos de elementos de mallado.....	33
Figura 30 Calidad de malla según su oblicuidad.....	34
Figura 31 Calidad de malla según su ortogonalidad.....	34
Figura 32 Espectro Vibratorio.....	38
Figura 33 Puntos y direcciones de medición de bomba centrífuga.....	39
Figura 34 Sistema de Bombeo.....	41
Figura 35 Bomba centrífuga y placa de datos.....	41
Figura 36 Tubería de succión.....	42
Figura 37 Tubería de descarga.....	42
Figura 38 Depósito de agua.....	43
Figura 39 Transductor de presión de succión Cerabar.....	43
Figura 40 Transductor de presión de descarga Cerabar.....	44
Figura 41 Medidor de Caudal Electromagnético.....	44
Figura 42 Válvula de compuerta y Válvula de control.....	45
Figura 43 Detector de nivel Liquiphat TFTL 20-0214.....	45
Figura 44 Sensor de Temperatura Pt-100.....	46
Figura 45 Sensor ultrasónico UB800-18GM40-I-V1.....	46
Figura 46 Sensor capacitivo CCN5-F46A-E3.....	47

Figura 47 Variador ATV11HU18M2A	47
Figura 48 Circuito hidráulico	48
Figura 49 Diferencia de elevación.....	56
Figura 50 Parámetros de cavitación.....	59
Figura 51 Ventilador bomba centrífuga	66
Figura 52 Diseño 1D impulsor bomba centrífuga	67
Figura 53 Vista 3D impulsor bomba centrífuga	68
Figura 54 Ingreso del módulo TurboGrid	68
Figura 55 Mallado por defecto TurboGrid	69
Figura 56 Detalles de mallado	69
Figura 57 Detalles de mallado	70
Figura 58 Ingreso módulo CFX para análisis CFD	70
Figura 59 Configuración de la ventana principal	71
Figura 60 Configuración dominio predeterminado.....	71
Figura 61 Configuración modelo de turbulencia.....	72
Figura 62 Condición de borde de entrada.....	72
Figura 63 Condición de borde de salida.....	73
Figura 64 Condición de borde de los álabes	73
Figura 65 Condición de borde Hub-Shroud.....	74
Figura 66 Número de iteraciones.....	74
Figura 67 Segundo criterio de convergencia.....	74
Figura 68 Tercer criterio de convergencia.....	75
Figura 69 Cuarto criterio de convergencia	75
Figura 70 Impulsor bajo condiciones de borde.....	76
Figura 71 Parámetros de solución	76
Figura 72 Resultados de convergencia.....	77
Figura 73 Estadísticas de mallado CFX Solver	77
Figura 74 Velocidad del fluido.....	78
Figura 75 Distribución de presión	78
Figura 76 Distribución de presión en las caras superiores e inferiores.....	79
Figura 77 Creación del módulo de cavitación	80
Figura 78 Creación del vapor de agua a 25°C	80
Figura 79 Fluid Models	80
Figura 80 Configuración del módulo de cavitación.....	81
Figura 81 Ajustes de agua y vapor	81
Figura 82 Caída de presión en la salida.....	81
Figura 83 Convergencia de la solución de cavitación	82
Figura 84 Distribución de presión en los álabes en régimen de cavitación.....	82
Figura 85 Primera etapa de cavitación.....	83
Figura 86 Gravedad en el impulsor por presencia de cavitación	83
Figura 87 Tanque de descarga en condiciones normales	84
Figura 88 Tanque de descarga bajo régimen de cavitación	84
Figura 89 Medidas del rotor de bomba Goulds	86
Figura 90 Rotor en Ansys	86
Figura 91 Rotor bomba Goulds.....	87
Figura 92 Puntos de corte y plano de referencia.....	87
Figura 93 Rotor con puntos de corte y rodamientos.....	87
Figura 94 Módulo principal.....	88

Figura 95 Puntos de masa	88
Figura 96 Puntos de contacto	89
Figura 97 Puntos de masa y momentos de inercia	90
Figura 98 Creación de los rodamientos	90
Figura 99 Creación de mallado	91
Figura 100 Malla generada en el conjunto eje-rotor	91
Figura 101 Calidad de mallado	91
Figura 102 Velocidad de rotación	92
Figura 103 Diagrama de Campbell	92
Figura 104 Cuadro de resultados diagrama de Campbell	93
Figura 105 Configuración analizador IRD Balancing	93
Figura 106 Direcciones de medida	94
Figura 107 Puntos de medición bomba centrífuga	94
Figura 108 Rangos de severidad de vibración según la norma ISO 10816	99
Figura 109 Espectro de vibración punto de succión en dirección radial	101
Figura 110 Espectro de frecuencia punto de succión en dirección horizontal	102
Figura 111 Espectro de frecuencia punto de succión en dirección axial	102
Figura 112 Espectro de frecuencia punto de descarga en dirección radial	103
Figura 113 Espectro de frecuencia punto de descarga en dirección horizontal	103
Figura 114 Espectro de frecuencia punto de descarga en dirección axial	104
Figura 115 Espectro de frecuencia punto de la voluta en dirección horizontal	104
Figura 116 Espectro de frecuencia punto de la voluta en dirección axial	105
Figura 117 TDH antes y después de la cavitación de la bomba	106
Figura 118 Potencia de entrada antes y después de la cavitación de la bomba	106
Figura 119 Potencia útil antes y después de la cavitación de la bomba	107
Figura 120 Eficiencia antes y después de la cavitación en la bomba	107
Figura 121 Prueba t muestras relacionadas para TDH	109
Figura 122 Prueba t muestras relacionadas para Pac	109
Figura 123 Prueba t muestras relacionadas para Put	110
Figura 124 Prueba t muestras relacionadas para Eb	110

RESUMEN

El presente trabajo de titulación analiza y evalúa el fenómeno de cavitación en un sistema de bombeo para determinar su influencia en los parámetros de rendimiento energético. Las bombas centrífugas están presentes en los procesos industriales, en América Latina tiene gran influencia en plantas petroleras o curtiembres gracias a su eficiencia, fácil mantenimiento y diversos rangos de capacidad de trabajo. En nuestro país su uso es frecuente en los procesos petroleros a tal punto que el problema de cavitación en bombas nos permitió investigar las causas que la generan, así como también el comportamiento que tiene este fenómeno en el impulsor de una bomba centrífuga; con la ayuda de un sistema de bombeo se analizó el régimen de cavitación en el laboratorio de electrobombas de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE-Latacunga, se tomó datos de rendimiento energético y se observó el efecto que tenía la cavitación en la bomba centrífuga. De la adquisición de datos en dos momentos uno en régimen normal y el otro en cavitación, se analizó los resultados obtenidos validando los mismos con cálculos, conceptos teóricos y experimentales; para luego ingresar los valores obtenidos en los dos momentos en el paquete de ingeniería Ansys 17.2 y con la ayuda del módulo CFD observar la distribución de presión del fluido en el impulsor de la bomba, así como las zonas afectadas por la presencia del fenómeno de cavitación. Se realizó un análisis modal de vibraciones mediante la utilización del analizador IRD Balancing tomando las medidas en los dos momentos de comportamiento del sistema de bombeo, posterior a ello se diseñó el conjunto eje-rotor de la bomba centrífuga que apoyada en un fundamento matemático y mediante el análisis computarizado en Ansys 17.2 se obtiene las velocidades críticas que son comparadas con las calculadas. Con los resultados obtenidos por el analizador de vibraciones y con respaldo en la norma ISO 10816 el rango de severidad de la vibración en estado de operación normal muestra grados satisfactorios mientras que al trabajar en cavitación muestra grados insatisfactorios. Así mismo con dichos espectros de frecuencia en los dos momentos de operación se observa un incremento en la amplitud de la vibración a la frecuencia de paso de álabes corroborando la presencia de cavitación. Finalmente se determinó mediante un análisis estadístico T- Student la influencia que tiene la cavitación en los parámetros de rendimiento energético evidenciando un notable cambio en sus dos comportamientos de trabajo.

PALABRAS CLAVE:

- **CAVITACIÓN DE BOMBA CENTRÍFUGA**
- **ANÁLISIS MODAL DE VIBRACIONES**
- **RENDIMIENTO DE BOMBA CENTRÍFUGA**
- **VELOCIDAD DE VIBRACION**

ABSTRACT

The present work analyzes and evaluates the phenomenon of cavitation in a pumping system to determine the influence on the energy performance parameters. Centrifugal pumps are present in the industrial processes, in Latin America it has great influence in oil plants or tanneries thanks to its efficiency, easy maintenance and diverse ranges of capacity of work. In our country there are used with frequent in the petroleum processes to the point that the problem of cavitation in pumps allowed us to investigate the causes that generate it, as well as the behavior that this phenomenon has in the impeller of a centrifugal pump; With the help of a pumping system, the cavitation regime was analyzed in the electropump laboratory of the University of the Armed Forces ESPE-Latacunga, energy efficiency data were taken and the effect of cavitation on the centrifugal pump was observed. From the acquisition of data in two moments one in normal and the other in cavitation, the results obtained were analyzed, validating them with calculations, theoretical and experimental concepts; To enter the values obtained in the two moments in the engineering package Ansys 17.2 and with the help of the CFD module observe the pressure distribution of the fluid in the pump impeller as well as the areas affected by the presence of the phenomenon of cavitation. A modal vibration analysis was carried out using the IRD Balancing analyzer, taking the measurements in the two moments of behavior of the pumping system, after which the centrifugal pump axis-rotor assembly was designed, supported by a mathematical basis and The computerized analysis in Ansys 17.2 gives the critical velocities that are compared with the calculated values. With the results obtained by the vibration analyzer and with ISO 10816 the range of vibration severity in normal operating state shows satisfactory degrees while working in cavitation shows unsatisfactory degrees. Also with these frequency spectra in the two moments of operation an increase in the amplitude of the vibration to the frequency of passage of blade is observed corroborating the presence of cavitation. Finally, the influence of cavitation on energy performance parameters was determined through a T-Student statistical analysis, showing a remarkable change in its two working behaviors.

KEYWORDS:

- **CENTRIFUGAL PUMP CAVITATION**
- **MODAL ANALYSIS OF VIBRATIONS**
- **CENTRIFUGAL PUMP PERFORMANCE**
- **VIBRATION SPEED**

CAPÍTULO I

1. PROBLEMA

1.1 Planteamiento del Problema

A nivel mundial los diversos usos que se le dan a las bombas centrífugas son incontables debido a factores como su alta eficiencia, fácil mantenimiento, alta prestancia en el ámbito industrial, etc., las mismas que presentan fallas de tipo hidráulico por presencia de cavitación, esto como resultado de la instalación y mantenimiento incorrecto por parte de técnicos, ocasionado vibraciones, ruidos, daños a sus componentes, erosión, corrosión y demás daños que influyen la vida útil del activo.

Con el estudio del fenómeno de cavitación se busca analizar los problemas que presenta una bomba centrífuga y reducir aquellos cambios a los que la bomba se ha visto sometida por diversas condiciones y efectos, producto de la presencia del fenómeno de cavitación.

El avance de nuevas tecnologías ha permitido desarrollar herramientas informáticas para el uso de técnicas de dinámica de fluido computacional (CFD), permitiéndonos tener la facilidad de interactuar con los problemas de cavitación de la bomba centrífuga.

La técnica de dinámica de fluidos (CFD), permite analizar el comportamiento de un fluido en sistemas hidráulicos, proporcionando resultados en corto tiempo, resultados que deben ser sustentados con modelos físicos implementados.

1.2 Antecedentes.

En los procesos industriales de América Latina, las bombas centrífugas son máquinas utilizadas con gran frecuencia, ya sea en una planta típica de petróleo o en curtiembres, debido a factores de gran ponderación como son: su eficiencia, fácil mantenimiento, varios rangos de capacidad. Actualmente la presencia de cavitación es evidente en las bombas centrífugas por las inadecuadas condiciones de trabajo, cambios de presión en succión, condiciones las cuales de no ser controladas correctamente generan la

presencia de burbujas de vapor en el fluido. Debido al desconocimiento de la formación de cavitación en las bombas centrífugas el Departamento de Eléctrica y Electrónica de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE extensión Latacunga cuenta con el laboratorio de electrobombas y un sistema de bombeo para prevenir este problema optimizando rendimiento de las bombas centrífugas. El análisis y la evaluación del fenómeno de cavitación han sido de gran ayuda en las grandes industrias ya que previene los altos costos de mantenimiento en fallas que sufren cada uno de los componentes del sistema de bombeo.

1.3 Justificación e importancia.

El proyecto busca realizar actividades investigativas respecto al análisis y evaluación del fenómeno de cavitación en bombas centrífugas, utilizando técnicas de dinámica de fluidos CFD y análisis modal para determinar su influencia en los parámetros de rendimiento energético, dichas actividades permitirán realizar un mantenimiento centrado en la confiabilidad (RCM). Por tal razón los profesionales y los estudiantes de la UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE EXTENSIÓN LATACUNGA, deben poseer una información muy valiosa acerca de las variables ponderantes que provocan el fenómeno de cavitación a través de herramientas informáticas de modelado y las anomalías que se presentan por la presencia de cavitación ya sean vibraciones, ruidos y desgaste acelerado en la vida útil del activo.

1.4 Objetivos.

1.4.1 Objetivo General.

- Analizar y evaluar el fenómeno de cavitación de un sistema de bombeo utilizando técnicas CFD y análisis modal para determinar su influencia en los parámetros de rendimiento energético en el laboratorio de electrobombas de la UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS EXTENSIÓN LATACUNGA.

1.4.2 Objetivos específicos

- Analizar el comportamiento de un sistema de bombeo utilizando técnicas de dinámica de fluido computacional (CFD) basándonos en sus condiciones de operación.

- Determinar las zonas críticas generadas por cavitación en el sistema de bombeo tanto en el modelado, así como en el proceso.
- Analizar las causas que tienen como efecto la cavitación en una bomba centrífuga, en función del CFD y el análisis modal.
- Establecer criterios de acuerdo a los resultados teóricos – experimentales de los parámetros de rendimiento energético de los equipos de bombeo que presenten cavitación.
- Realizar un plan de mantenimiento centrado en la confiabilidad del sistema de bombeo.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes Investigativos

La cavitación es un fenómeno característico de bombas y turbinas hidráulicas que refleja un amplio rango de parámetros perjudiciales para las mismas y que afectan de gran manera en su rendimiento, causando un desgaste acelerado en su vida útil.

La presencia de este problema hace que los fabricantes de bombas involucren al activo en diversas pruebas para determinar factores como el NPSH, el cual permitirá saber si la bomba se encuentra en cavitación o no.

El sector industrial es el más afectado en lo referente a rendimiento energético por la presencia de cavitación, en las últimas décadas se han desarrollado tecnologías que han aportado enormemente en el diseño de bombas y por ende reducir la presencia de este fenómeno, pero las inapropiadas condiciones de trabajo, mantenimientos inadecuados u operaciones erróneas del sistema influyen en la vida útil de la máquina.

En la actualidad el realizar un análisis profundo acerca de los principales parámetros que afectan a un sistema de bombeo involucra el estudio y evaluación de las diversas anomalías que hacen deficiente al sistema.

2.2 Máquinas Hidráulicas.

De acuerdo con (Cantos Macias, 2013), se define como máquina hidráulica “aquella en la cual el fluido que intercambia su energía no varía sensiblemente de densidad en su paso a través de la máquina, por lo que en el diseño y estudio de la misma se considera la densidad constante” (p.5).

2.2.1 Clasificación de las Máquinas Hidráulicas.

Las máquinas hidráulicas se clasifican en bombas de desplazamiento positivo y turbomáquinas y éstas a la vez se subdividen en generadoras y motoras, como se lo aprecia en la figura 1.

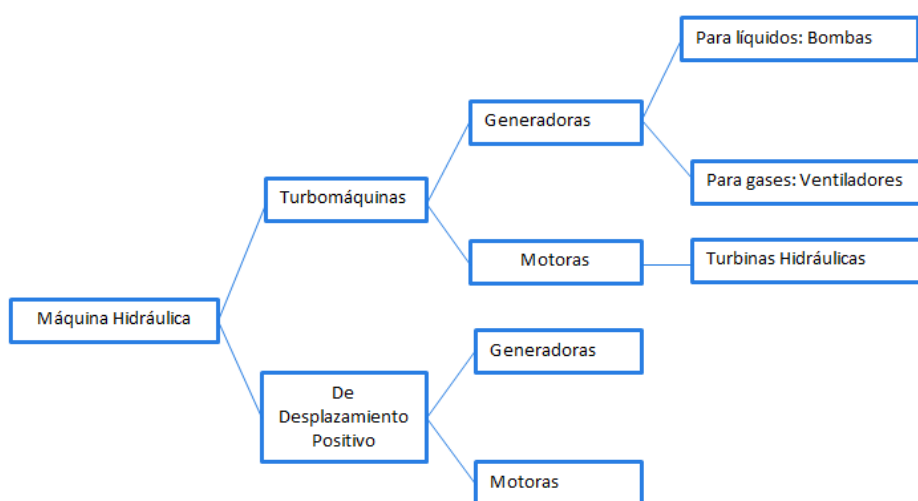


Figura 1 Clasificación Máquinas Hidráulicas

Fuente: (Cantos Macias, 2013)

2.3 Bombas Centrífugas.

De acuerdo con (Nieto, López, & Galvis, s.f). La bomba centrífuga “es una máquina que emplea la fuerza centrífuga para desarrollar un aumento de presión en el movimiento de líquidos a una altura y tiempo determinados” (p.5).

En una bomba centrífuga el líquido ingresa por la tubería de aspiración en forma axial hasta llegar al impulsor donde experimenta un cambio brusco de dirección pasando a radial.

2.3.1 Componentes de una Bomba Centrífuga.

- **Tubería de succión.** - Permite el ingreso del fluido a la entrada de la bomba.

- **Impulsor.** - Formado por un conjunto de álabes los cuales hacen que el líquido adquiera una velocidad y sea proyectado hacia el exterior.
- **Voluta.** - Tiene forma de cámara espiral, el cual rodea por completo al impulsor, recogiendo el líquido y encaminándolo hacia la tubería de impulsión.
- **Brida de impulsión.** - Se encuentra ubicada en la salida de la voluta, cuya función es evacuar el líquido de acuerdo a las características de presión y velocidad para los cuales fue diseñada la bomba.
- **Empaquetadura.** - Tiene la función de evitar la salida del fluido y también el ingreso del aire a la bomba.
- **Difusor.** - Se encuentra dentro del cuerpo de la bomba junto con el rodete, además está formado por álabes fijos que a medida en que aumenta la sección de la carcasa disminuye la velocidad del agua, transformando la energía cinética en energía de presión y mejorando el rendimiento de la bomba.
- **Eje.-** El estudio de (Gómez, s.f) señala lo siguiente: En una bomba centrífuga el eje “es una pieza en forma de barra de sección circular no uniforme que se fija rígidamente sobre el impulsor y le transmite la fuerza del elemento motor” (p.3). En la figura 2 podemos apreciar los componentes ya mencionados anteriormente.

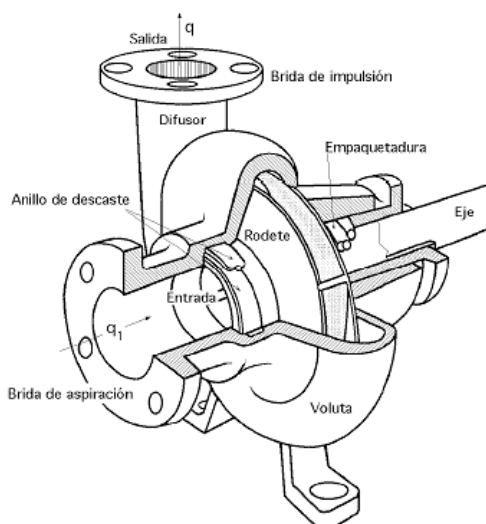


Figura 2 Bomba Centrífuga, Disposición, Esquema y Perspectiva

Fuente: (Fernández Diez, 2013)

2.3.2 Tipos de Bombas Centrífugas

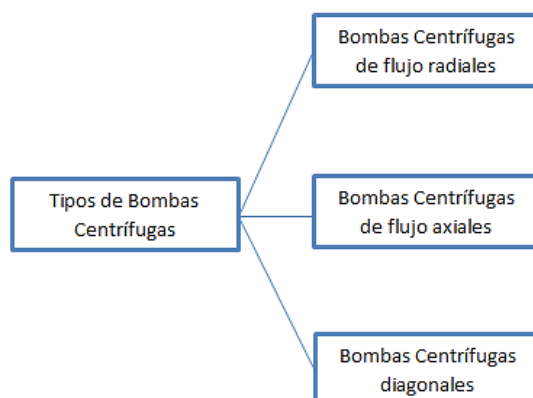


Figura 3 Tipo de Bombas Centrífugas

Los tipos de bombas centrífugas se deben seleccionar en función del tipo de carga y caudal; a continuación, se presenta las características de acuerdo a la clasificación mostrada en la Figura 3.

- Para flujos radiales: Caudales (Q) pequeños y cargas altas.
- Para flujos axiales: Caudales (Q) grandes y cargas pequeñas.
- Bombas Centrífugas Diagonales: Caudales y cargas intermedias.

2.3.3 Clasificación Bombas Centrífugas

En la figura 4 apreciamos dicha clasificación.



Figura 4 Clasificación Bombas Centrífugas

2.3.4 Principio de funcionamiento.

Las bombas centrífugas son energizadas desde la red eléctrica y suministran energía al fluido, luego el mismo entra a la bomba a través del

rodete; entonces el fluido va ganando energía a medida que es transportado hacia afuera por las paletas del impulsor, resultando una aceleración que indica un incremento en las energías de presión y cinética como se observa en la figura 5.

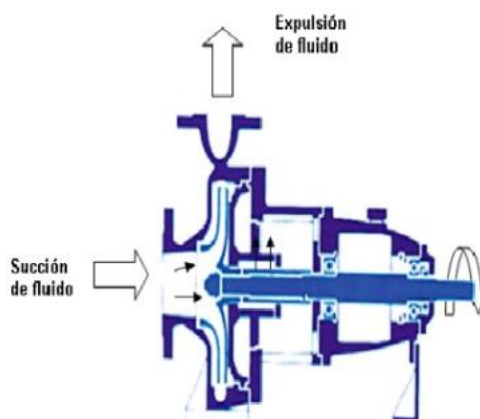


Figura 5 Principio de funcionamiento de una bomba
Fuente: (Gómez, s.f)

2.3.5 Curvas Características de las Bombas

Resultan de las características variables de la bomba, permitiéndonos observar de una manera gráfica las relaciones entre la carga, rendimiento y potencia con el caudal a una determinada velocidad de la bomba.

La Figura 6 muestra la curva característica de altura de impulsión (H) con caudal (Q) de una bomba modelo C y que gira a 3000 rpm.

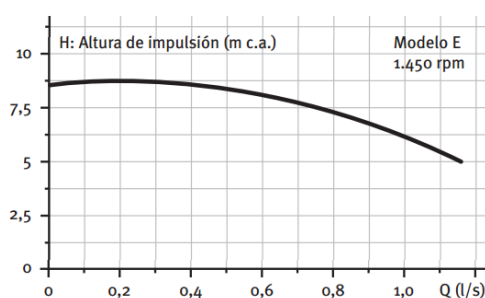


Figura 6 Curva Altura de impulsión vs Caudal
Fuente: (ATECYR, 2012)

La Figura 7 muestra la curva característica de carga de succión neta positiva (NPSH) con caudal (Q) de un modelo C de bomba y que gira a 3000 rpm.

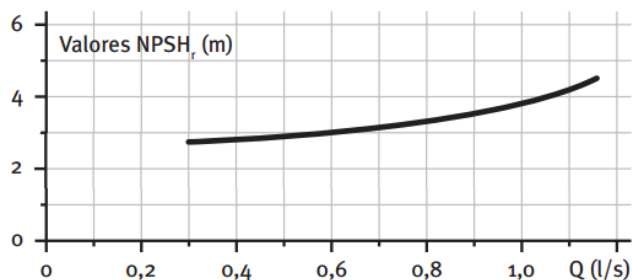


Figura 7 NPSH vs Caudal

Fuente: (ATECYR, 2012)

La Figura 8 muestra la curva característica de rendimiento con caudal (Q) de un modelo C de bomba y que gira a 3000 rpm.

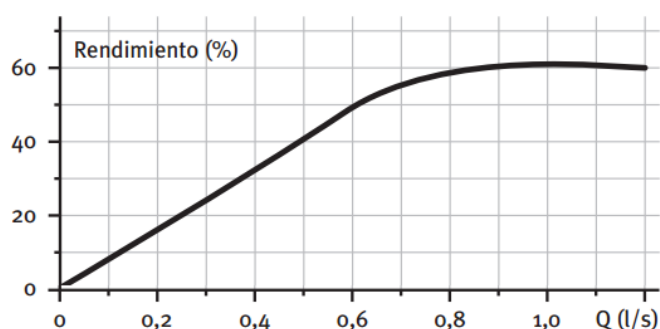


Figura 8 Rendimiento vs Caudal

Fuente: (ATECYR, 2012)

La Figura 9 muestra la curva característica de potencia en el eje con caudal (Q) de un modelo C de bomba y que gira a 3000 rpm.

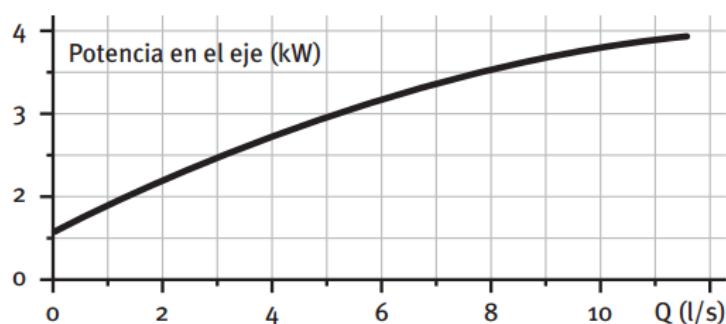


Figura 9 Potencia en el eje vs Caudal

Fuente: (ATECYR, 2012)

2.4 Conceptos de Mecánica de Fluidos.

2.4.1 Flujo volumétrico o caudal (Q).

Es el volumen del líquido que circula por una determinada sección en la unidad de tiempo.

$$Q = A * v \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

EC. 1

Dónde:

A = Es el área de la sección transversal donde circula el flujo [m^2].

v = Es la velocidad promedio del flujo [$\frac{m}{s}$].

2.4.2 Viscosidad

Es la resistencia que ofrece un fluido al esfuerzo cortante. La viscosidad puede ser cinemática o dinámica. (Flores, 2012)

La viscosidad, como cualquier otra propiedad del fluido, depende del estado del fluido caracterizado por la presión y la temperatura.

- **Viscosidad Dinámica η .**- Es la propiedad que tiene un fluido para mostrar resistencia a su deformación.
- **Viscosidad cinemática ν .**- Se define como la relación de la viscosidad dinámica η y la densidad ρ del fluido.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

EC. 2

2.4.3 Tipos de presión.

Presión atmosférica. - Es la fuerza que ejerce el aire de la atmósfera como resultado de la gravedad que existe sobre la superficie terrestre, dicha presión se la puede medir con la ayuda de un dispositivo denominado barómetro.

Presión manométrica. - Es la diferencia que se da entre la presión absoluta y la presión atmosférica, esta presión se la mide por medio de un manómetro, se la conoce también como presión relativa.

Presión Absoluta. - Se la mide con relación al 0 absoluto ó vacío total, resultando como la suma de la presión atmosférica y la presión manométrica.

Presión de vacío. - El vacuómetro permite realizar la medida de la presión de vacío, ya que son presiones que están por debajo de la presión atmosférica.

2.5 Balance Energético

2.5.1 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. (Mott, 2006)

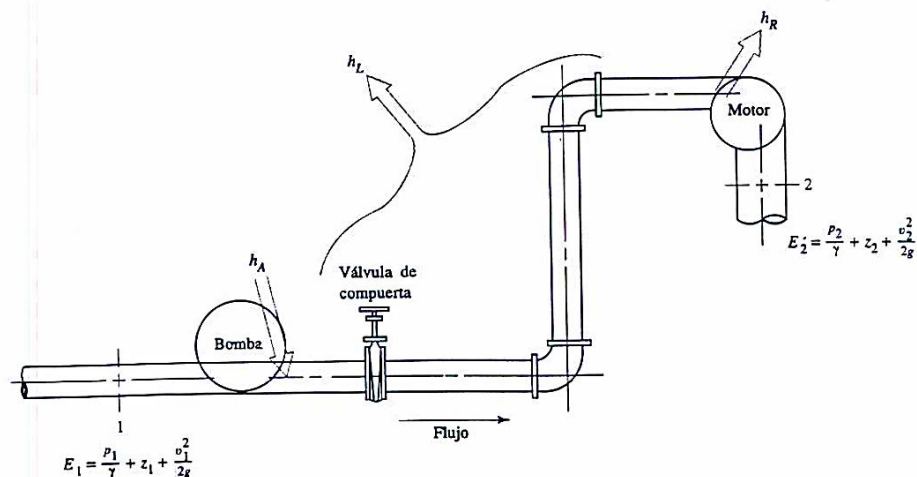


Figura 10 Sistema de flujo de fluido que ilustra la ecuación general de la energía

Fuente: (Mott, 2006)

Del sistema de flujo ilustrado en la figura 10 se determina la siguiente ecuación:

$$E'1 + h_A - h_R - h_L = E'2 \quad \text{EC. 3}$$

La energía que posee el fluido por unidad de peso es:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{EC. 4}$$

Dónde:

$E'1$ y $E'2$ = Energía que posee el fluido por unidad de peso en las secciones 1 y 2.

$\frac{p_1}{\gamma}$ = Carga de presión del sistema.

z_1 = Carga de elevación del nivel de fluido.

$\frac{v_1^2}{2g}$ = 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. (Vargas Badillo S. F., 2015)

2.5.2 Número de Reynolds (N_R).

Es un parámetro que permite analizar las pérdidas de energía presentes por fricción de acuerdo a la naturaleza del fluido ya sea este laminar o turbulento, el número de Reynolds es un parámetro adimensional que involucra variables como:

- Velocidad.
- Tamaño de la trayectoria de flujo.
- Viscosidad.
- Densidad.

En la ecuación 5 se muestra como se encuentran involucradas las variables mencionadas anteriormente.

$$N_R = \frac{V \cdot D \cdot \rho}{\eta} = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad \text{EC. 5}$$

Dónde:

V = Velocidad del fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$.

D = Diámetro de la tubería por donde circula el fluido m .

ν = Viscosidad cinemática $\left[\frac{m^2}{s}\right]$.

η = Viscosidad dinámica $\left[\frac{N \cdot s}{m^2}\right]$.

ρ = Densidad del fluido $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$.

Los fluidos con un número de Reynolds alto tienden a ser turbulentos, presentan características como:

- Velocidad elevada.
- Viscosidad baja.

Los fluidos con un número de Reynolds bajo se comportan en forma laminar, sus características son:

- Velocidad baja.
- Viscosidad alta.

De acuerdo con el número de Reynolds en instalaciones usuales de tuberías, el flujo cambiará de laminar a turbulento en el rango de número de Reynolds de 2000 a 4000. (Streeter, Wylie, & Bedford, 1999)

Es decir:

$$N_R < 2000, \text{ el fluido es laminar} \quad \text{EC. 6}$$

$$N_R > 4000, \text{ el fluido es turbulento} \quad \text{EC. 7}$$

2.5.3 Ecuación de Darcy.

Determina las pérdidas de energía por fricción en el interior de un conducto, matemáticamente de la siguiente manera:

$$h_{LP} = f * \frac{L}{D} * \frac{v^2}{2g} \quad \text{EC. 8}$$

Dónde:

h_{LP} = Pérdidas de energía debido a fricción [N-m/N, m, lb-pie/lb o pies].

f = Factor de fricción.

L = Longitud de la tubería [m, pies].

D = Diámetro de la tubería [m, pies].

v = Velocidad media del fluido [m/s, pies/s].

2.5.4 Factor de Fricción (f).

El factor de fricción toma en consideración la naturaleza del fluido sea éste laminar o turbulento (figura 11), éste factor se obtiene con la ayuda del diagrama de Moody (ver Anexo A), el eje de las abscisas corresponde al número de Reynolds (N_R) y en el eje de las ordenadas el factor de fricción (f), acompañadas por una serie de curvas paramétricas que muestran la

rugosidad relativa (D/ε); que es la relación entre el diámetro de la tubería D a la rugosidad promedio de la pared ε .

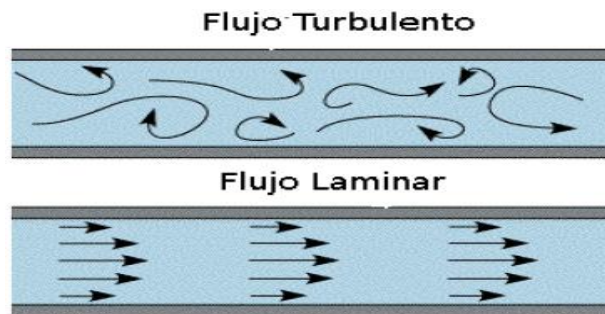


Figura 11 Comportamiento de flujo turbulento y laminar

Fuente: (Martínez Salazar, 2011)

2.5.5 Pérdida por fricción en flujo laminar.

Las pérdidas por fricción en flujos laminares no es función de la rugosidad relativa, sino depende del número de Reynolds, expresado de mejor manera mediante la ecuación 9.

$$f = \frac{64}{N_R} \quad \text{EC. 9}$$

2.5.6 Pérdidas por fricción en flujo turbulento.

Las pérdidas por fricción en un flujo turbulento involucran relacionar la rugosidad relativa (D/ε) de la tubería y el número de Reynolds (N_R), además de factores de construcción de la tubería, detalladas en el Anexo B (Valores de diseño de la rugosidad de tubos ε). La ecuación 10 permite el cálculo directo del valor del factor de fricción para flujo turbulento, artificio matemático desarrollado por: P. K. Swamee y A. K. Jain. (Mott, 2006)

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{1}{3.7(D/\varepsilon)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2} \quad \text{EC. 10}$$

Dónde:

D = Diámetro de la tubería [m].

N_R = Número de Reynolds.

ε = Rugosidad del material [m].

2.5.7 Pérdidas de energía menores (h_{LS}).

Determina las pérdidas de energía en dispositivos como: válvulas y conectores, estas pérdidas son extremadamente pequeñas, por tal razón se consideran como pérdidas menores que se pueden calcular mediante la ecuación 11.

$$h_{LS} = K \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad \text{EC. 11}$$

Dónde:

h_{LS} = Pérdidas de energía accesorios o tuberías [N-m/N, m, lb-pie/lb o pies].

K = Coeficiente de resistencia.

v = Velocidad promedio del flujo en la tubería, en la vecindad donde ocurre la pérdida menor $\left[\frac{m}{s} \right]$.

Las pérdidas menores en un sistema de bombeo se dan en la entrada. El coeficiente de resistencia K en la salida es de 1; las pérdidas por expansión súbita, expansión gradual, contracción súbita y contracción gradual, toman un valor de k (coeficiente de resistencia) distinto, el cual se muestra en el Anexo 3, y se lo selecciona de acuerdo al tipo de pérdida que se presente.

2.5.8 Coeficiente de resistencia para válvulas y acoplamientos (k).

El uso de acoplamientos y válvulas sean estas de globo, de ángulo, de verificación, de bola, etc., provocan pérdidas de energía cuando el fluido circula por estos dispositivos, el coeficiente de fricción se lo puede obtener de acuerdo a la ecuación 12.

$$K = \left(\frac{L_e}{D} \right) fT \quad \text{EC. 12}$$

Dónde:

K = Coeficiente de resistencia para válvulas y accesorios.

$\frac{L_e}{D}$ = Relación de longitud equivalente, entre longitud y el diámetro interior de la tubería.

fT = Factor de fricción en la tubería a la cual está conectada el acoplamiento o válvula.

2.5.9 Balance de energía y rendimiento en bombas.

El balance de energía de una bomba se refiere al trabajo específico comunicado al fluido gH_m es positivo y se emplea en aumentar por un lado la energía específica del fluido, y por otro en lo que puede llamarse pérdidas por disipación viscosa en el interior y por turbulencia en la salida. (ATECYR, 2012)

Potencia de activación (P_{ac}). - Es una potencia de tipo mecánico que la bomba absorbe, también conocida como potencia de entrada que se presenta en el eje de la bomba y se la obtiene a partir de la ecuación 13:

$$P_{ac} = \sqrt{3} * V * I * fp \quad [Watt] \quad \text{EC. 13}$$

Dónde:

V = Voltaje [V].

I = Corriente [A].

$fp = \cos\phi$ (Factor de potencia)

Potencia útil (P_{ut}). - Aquella requerida para impulsar el caudal a una altura, también conocida como potencia agregada al fluido o potencia hidráulica, se la obtiene a partir de la ecuación 14.

$$P_{ut} = \rho g H Q \quad [Watt] \quad \text{EC. 14}$$

Dónde:

ρ = Densidad del fluido [kg/m^3].

Q = Flujo volumétrico [$\frac{m^3}{s}$].

g = Gravedad [m/s^2].

H = Carga total [m].

Eficiencia de las bombas (Eb). - Llamamos eficiencia a la relación entre la potencia agregada al fluido y la potencia de activación. Las bombas centrífugas, utilizadas sobre todo para transferir o hacer circular líquidos, la eficiencia va de 50 a 85%". (Mott, 2006)

$$E_b (\%) = \frac{\text{Potencia útil } (P_{ut})}{\text{Potencia de activación } (P_{ac})} \quad \text{EC. 15}$$

2.5.10 Leyes de afinidad.

Cuando se realiza modificaciones en la velocidad de rotación o el diámetro del impulsor las leyes de afinidad son la mejor herramienta para entender la manera en que varían la capacidad, la carga y la potencia. La mayoría de las bombas centrífugas se operan a velocidades distintas para obtener capacidades variables.

El símbolo N se refiere a la velocidad de rotación del impulsor por lo general en revoluciones por minuto (r/min o rpm).

Cuando la velocidad varía:

- La capacidad varía en forma directa con la velocidad:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad \text{EC. 16}$$

- La capacidad de carga total varía con el cuadrado de la velocidad:

$$\frac{h_{a1}}{h_{a2}} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad \text{EC. 17}$$

- La potencia que requiere la bomba varía con el cubo de la velocidad:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \quad \text{EC. 18}$$

Cuando el diámetro del impulsor varía:

- La capacidad varía en forma directa con el diámetro del impulsor:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad \text{EC. 19}$$

- La carga total varía con el cuadrado del diámetro del impulsor:

$$\frac{h_{a1}}{h_{a2}} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad \text{EC. 20}$$

- La potencia que requiere la bomba varía con el cubo del diámetro del impulsor:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad \text{EC. 21}$$

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

2.6 Sistema de Bombeo.

El sistema de bombeo es un circuito que permite la circulación de un fluido, para cumplir un fin determinado. La función primordial de un sistema de bombeo es bombear agua o el líquido que se encuentre en una estación hacia otra estación, los elementos con los que cuenta un sistema de bombeo son:

- Tanque de almacenamiento.
- Tubería de succión.
- Tubería de descarga.
- Manómetros
- Medidores de caudal.
- Medidores de temperatura.
- Válvulas.
- Bombas (de acuerdo al uso del sistema de bombeo).
- Accesorios de acople.

La figura 12 muestra el banco de bombas centrífugas que se encuentra en el laboratorio de Electrobombas de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE-L, a continuación se detallan todas las partes que conforman el sistema de bombeo.

- 1) Bombas centrífugas GOULDS
- 2) Tubería de succión.
- 3) Tubería de descarga.
- 4) Depósito de agua.
- 5) Transductor de presión de descarga Cerabar T PMC 131-A22F1Q4R.
- 6) Transductor de presión de succión Cerabar T PMC 131-A22F1A3C.
- 7) Medidor de caudal electromagnético PROMAG.
- 8) Actuador lineal ML7420A3055, válvula de control V5011R1091 y válvula de compuerta.
- 9) Detector de nivel Liquiphant T FTL 20-0214

- 10) Sensor de temperatura TST 41N – DPDN12BAA0 y el transmisor de temperatura TMT 181 – A31AA.
- 11) Sensor ultrasónico UB800-18GM40-I-V1.
- 12) Sensor capacitivo CCN5-F46A-E3.
- 13) Tablero de control y variadores de velocidad ATV11HU18M2A. (Lara Viera & Quingatuña Sinchiguano, 2010)

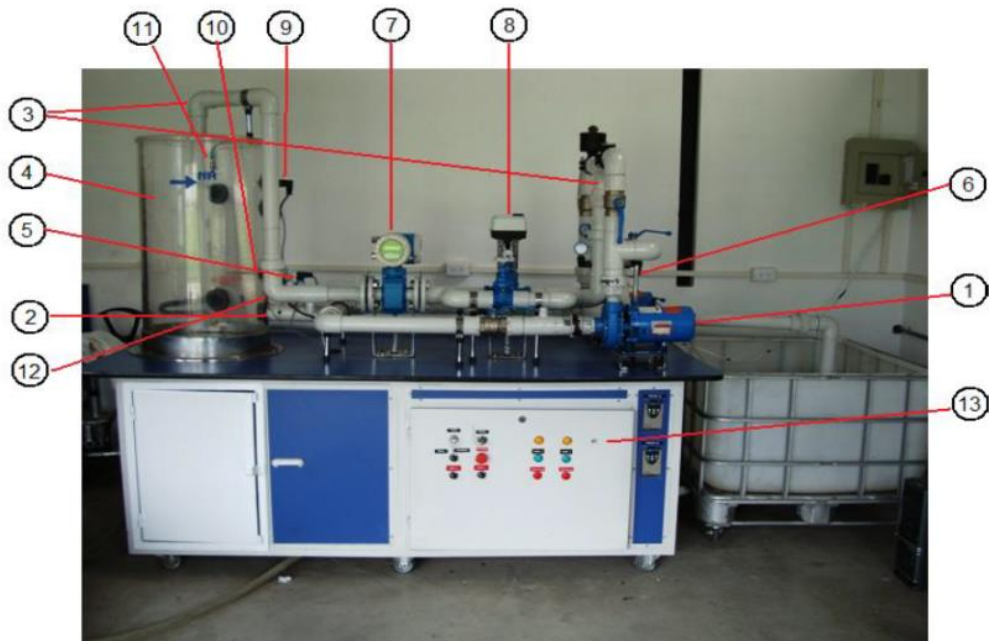


Figura 12 Banco de Bombas Centrífugas

Fuente: (Lara Viera & Quingatuña Sinchiguano, 2010)

2.7 Cavitación en Bombas Centrífugas.

La cavitación es un proceso dinámico de formación de burbujas dentro del líquido, su crecimiento y subsecuente colapsamiento (figura 13), a medida que el líquido fluye a través de la bomba. (Cisneros H, (s.f.))

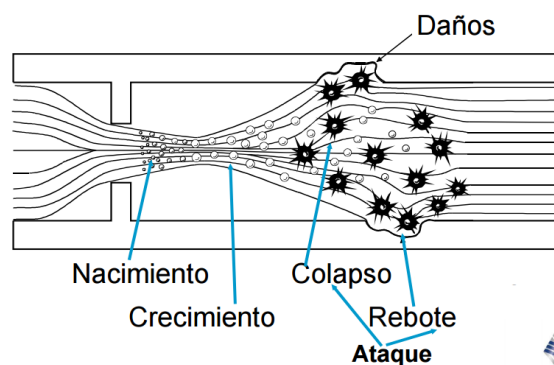


Figura 13 Fases y daños de la cavitación

Fuente: (Arranz, 2013)

2.8 Fases de la Cavitación

2.8.1 Formación de burbujas

La formación de burbujas es la primera etapa de la cavitación, donde el líquido se vaporiza, es decir cuando el fluido pasa de fase líquida a la de vapor.

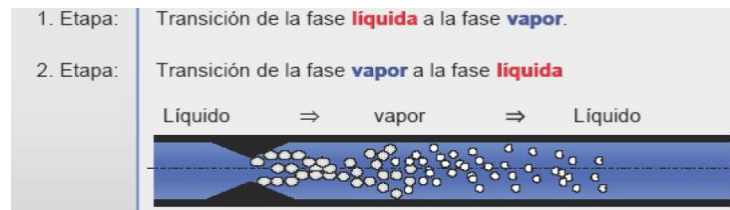


Figura 14 Etapas de la cavitación

Fuente: (Marchegiani, 2006)

La figura 14, muestra la etapa de cavitación, donde se presenta el paso del fluido del estado líquido a vapor. Las burbujas que se forman dentro de un líquido producto de la cavitación son de dos tipos: burbujas de vapor o burbujas de gas.

- **Burbujas de vapor.** -La cavitación inducida por la formación y colapso de estas burbujas se conoce como cavitación vaporosa. Se forman debido a la vaporización del líquido bombeado.
- **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 H, (s.f.))

2.8.2 Crecimiento y colapso de la burbuja

El colapso o implosión de las burbujas se produce cuando la presión exterior es sumamente mayor a la presión interior, esta acción provoca fuertes ruidos y por ende la formación de pequeños agujeros en las paredes (figura 15). El crecimiento de una burbuja está estimado en un tiempo de 0,003 segundos. (Cisneros H, (s.f.))

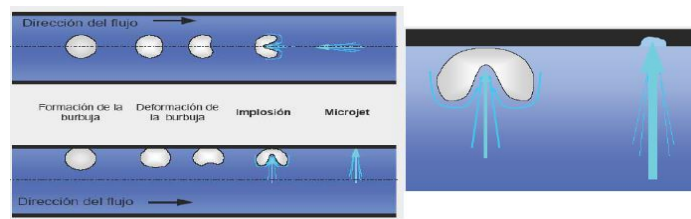


Figura 15 Colapso de una Burbuja con la subsiguiente Formación del Jet

Fuente: (Marchegiani, 2006)

2.9 Tipos de Cavitación.

- **Cavitación Vaporosa.** - La cavitación vaporosa se presenta debido a un bajo valor de NPSH (cabeza de succión positiva), este fenómeno viene acompañado de ruido excesivo, alta vibración y desgaste en algunos componentes de la bomba. El daño puede ir desde unas picaduras leves en las partes mecánicas hasta el desgaste acelerado de la vida útil del activo.
- **Cavitación Gaseosa.** - Este fenómeno es producto de la presencia de aire disuelto en el líquido. Esta cavitación raramente produce daño en el impulsor o carcasa. Su efecto principal es una pérdida de capacidad. (Cisneros H, (s.f.))

2.10 Factores que intervienen en la cavitación.

Los factores importantes que hay que tomar en cuenta en el momento que se presenta cavitación son:

Factor relacionado al fluido.

- Densidad del fluido.
- Temperatura del fluido.
- El PH.
- Concentraciones químicas.

Factor relacionado a la instalación.

- Pérdidas por succión.
- Presión atmosférica.

Factores relacionados con la bomba.

- El flujo volumétrico que pasa por la bomba.

- La rpm o velocidad de rotación.

2.11 Causas de la Cavitación

- **Cavitación en la tajar del cuerpo de la bomba.** - Este tipo de cavitación se produce cuando la altura de descarga es alta, el fenómeno se visualiza en la voluta y en el extremo de los álabes, existe bajo caudal y alta presión diferencial provocando la formación y colapso de burbujas de forma continua.
- **Cavitación en el ojo de impulsor de la bomba.** - Se produce en el centro del impulsor debido a que existe demasiado vacío, es decir se excede la presión de vapor de fluido. Este tipo de cavitación la causa una altura de aspiración excesiva o bien, que el NPSHD de la instalación se vuelva insuficiente por aumento de la pérdida de carga en la succión de la bomba. La bomba no provoca ambas situaciones sino su entorno. (Nuñez, 2015)

2.12 Consecuencias de la cavitación en la bomba y sus componentes.

El fenómeno de cavitación es perjudicial para la bomba y sus componentes, presentando ruidos y vibraciones fuertes, los síntomas por la presencia de este fenómeno se reflejan en los siguientes parámetros:

- **Disminución de la capacidad de bombeo.** - El bombeo se empieza a tornar irregular por la presencia de burbujas, las cuales disminuyen el espacio del líquido.
- **Erosión por cavitación.** - En la figura 16, se muestra la erosión y rotura de un álabe producto de la cavitación, la estructura suele mostrar hendiduras como si se hubiera golpeado con un martillo.



Figura 16 Daño de los álabes de un rodete producto de la cavitación

Fuente: (Castillo Gonzáles, 2013)

- **Disminución en la generación de cabeza.-** Este fenómeno se produce ya que la energía de la bomba se gasta en aumentar la velocidad del líquido que llenó las cavidades de las burbujas colapsadas, por lo tanto, se produce una drástica caída del desempeño de la bomba este fenómeno se observa en la figura 17. (Castillo Gonzáles, 2013)

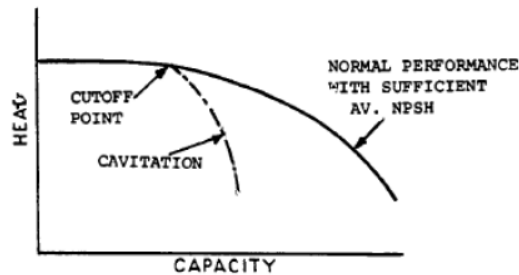


Figura 17 Disminución de la cabeza de una bomba que entró en cavitación

Fuente: (Castillo Gonzáles, 2013)

- **Vibración y ruido anormal.** - Cuando una bomba entra en cavitación produce un ruido que puede ir desde suaves golpeteos hasta sonidos fuertes similares al golpe de una estructura metálica con un martillo, estas ondas de sonido son producto del desplazamiento de las burbujas desde una zona de baja presión hasta una de alta presión.
- **Corrosión por cavitación.** - El colapso de las burbujas produce que se destruyan las capas protectoras dejando muy expuesta la superficie del metal y siendo víctima de agentes químicos. En este caso si la cavitación fuera en grados pequeños de igual manera causarían un fuerte daño por corrosión.

2.13 Definición de NPSH.

Definida como la carga de succión neta positiva, es el total de energía con que entra el fluido a la bomba. El $NPSH_D$ disponible o adquirido el cual depende de los siguientes factores:

- Presión del vapor del fluido.
- Ubicación del tanque de almacenamiento del fluido.
- Pérdidas de energía en la tubería de succión.

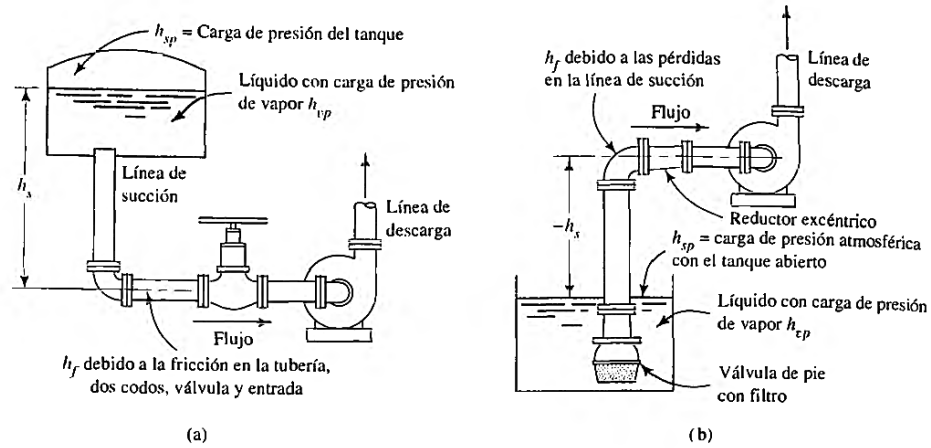


Figura 18 Detalles de la línea de succión de la bomba

Fuente: (Mott, 2006)

La figura 18, permite establecer la diferenciación de cada uno de los parámetros para el cálculo del $NPSH_D$, en la figura 18 (a), se muestra un tanque presurizado ubicado en la parte superior de la bomba y la figura 18 (b), el tanque de almacenamiento se encuentra en la parte inferior y la bomba impulsa el fluido desde el tanque. El $NPSH_D$, se calcula por medio de la ecuación 22:

$$NPSH_D = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp} \quad [m] \quad \text{EC. 22}$$

$$h_{sp} = \frac{P_{sp}}{\gamma} \quad \text{EC. 23}$$

$$h_{vp} = \frac{P_{vp}}{\gamma} \quad \text{EC. 24}$$

Dónde:

$NPSH_D$ = Carga de succión neta positiva disponible o admitido.

h_{sp} = Carga de presión estática (absoluta) sobre el fluido en el almacenamiento; se expresa en metros o en pies de líquido.

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 pies de líquido.

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

h_{vp} = Carga de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo; se expresa en metros o en pies de líquido.

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

P_{vp} = Presión de vapor (absoluta) del líquido a la temperatura a que se bombea. (Mott, 2006)

En el caso la figura 18 (a), la diferencia de altura desde el nivel del fluido en el tanque a la línea central de la entrada de succión de la bomba (h_s), es positiva. Para la figura 8 (b), h_s es negativa.

El $NPSH_R$, denominada como la carga de succión neta requerida y se reporta como el valor para evitar que la bomba sufra cavitación. (Mott, 2006) nos indica que el valor del $NPSH_D$ debe ser mayor del valor del $NPSH_R$, resumido en otras palabras en la ecuación 25.

$$NPSH_D > 1.10 NPSH_R \quad \text{EC. 25}$$

De la ecuación 25 se puede deducir lo siguiente:

Si $NPSH_D > NPSH_R$; *no existe cavitación*

Si $NPSH_D \leq NPSH_R$; *si existe cavitación.*

2.14 Consecuencias de la velocidad de la bomba sobre la NPSH.

Si la bomba opera a velocidades diferentes, la NPSH que se requiere a la velocidad nueva se calcula a partir de la ecuación 26

$$(NPSH_R)_2 = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 (NPSH_R)_1 \quad \text{EC. 26}$$

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)

2.15 Técnicas de dinámica de fluidos computacional (CFD).

Las técnicas de dinámica de fluidos computacional CFD, permiten determinar el comportamiento de un fluido en tres dimensiones. La dinámica de fluidos computacional (CFD) se basa en tres principios básicos: conservación de la masa, momentum y energía. (Moncada Benavides &

Morales Montes, 2003). En la figura 19 visualizamos un ejemplo en CFD de una bomba centrífuga en tres dimensiones descrita anteriormente.

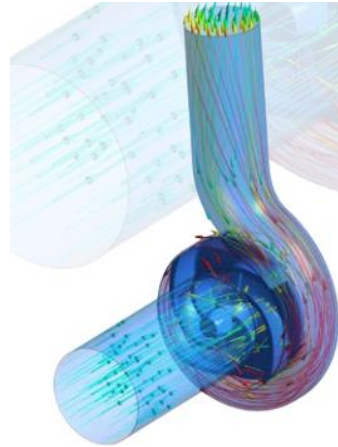


Figura 19 CFD

Fuente: (ESSS, 2012)

El método planteado que se lleva a cabo en el presente trabajo de titulación para la solución de problemas de mecánica de fluidos es:

- Solución teórica de dinámica de fluidos (Análisis de balance energético)
- Solución Práctica-experimental de dinámica de fluidos (obtención de $NPSH_D$ y $NPSH_R$).
- Solución de dinámica de fluidos computacional (Simulación en Ansys).

La metodología de dinámica de fluidos computacional CFD, tiene la gran ventaja de obtener resultados muy cercanos que muestren el comportamiento real de un fluido, pero es más beneficioso poder realizar un análisis de comparación por los tres métodos anteriormente mencionados, ya que involucra una investigación muy detallada del fluido.

La dinámica de fluidos computacional permite grandes prestaciones en áreas como:

- Mecánica de fluidos.
- Clima.
- Aerodinámica.

La ecuación fundamental que rige el comportamiento de cualquier fluido en tres dimensiones, fue establecida definitivamente en el siglo XVIII, donde Claude Navier (1785-1836) y George Stokes (1819-1903) introducen el

transporte viscoso a las ecuaciones establecidas por Euler (1707-0783) dando lugar a las famosas ecuaciones de Navier-Stokes. (Ortega Lara, 2015)

El conjunto de ecuaciones que describen los procesos de movimiento, calor y transferencia de masa se conocen como las ecuaciones de Navier-Stokes. Estas ecuaciones diferenciales parciales tuvieron origen en el siglo XIX y no tienen solución analítica conocida, pero en general puede ser discretizadas y resueltas numéricamente. (ANSYS, 2014)

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV + \oint_A \rho \phi V \cdot dA = \oint_A \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot dA + \int_V S_\phi dV \quad \text{EC. 27}$$

Las ecuaciones de movimiento para flujo laminar estacionario de un fluido viscoso, newtoniano, incompresible y sin efectos de superficie libre, son las siguientes:

$$\vec{\nabla} * \vec{V} = 0 \quad \text{EC. 28}$$

Y la ecuación de Navier-Stokes:

$$(\vec{V} * \vec{\nabla})\vec{V} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P' + \nu \nabla^2 \vec{V} \quad \text{EC. 29}$$

- **Conservación de la masa**

En la figura 20 se detalla la formulación para la conservación de la masa.

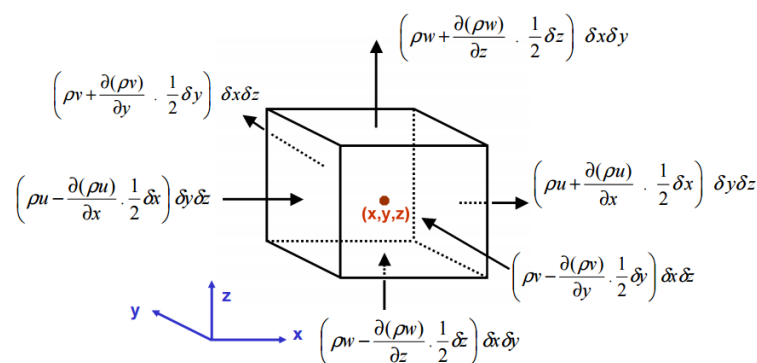


Figura 20 Formulación de tasa de conservación de masa

Fuente: (Bakker, 2012)

- **Ecuación de energía**

La derivada total de la energía en una partícula de fluido es igual a los términos de flujo de trabajo y energía derivados previamente. (Haro

Valladares & Sanaguano Jiménez, 2016). Dichos esfuerzos se visualizan en la figura 21.

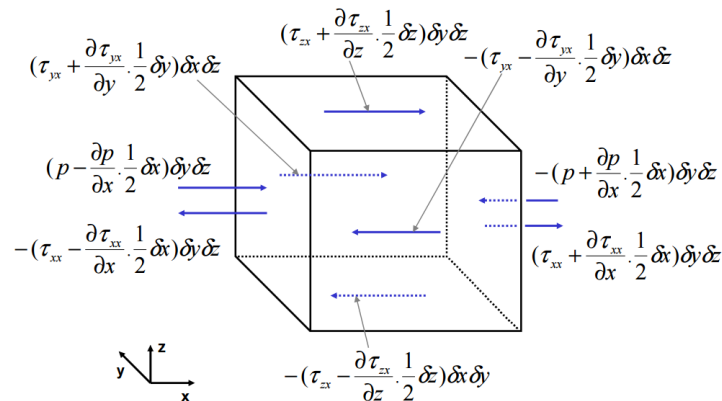


Figura 21 Esfuerzos realizados en la superficie en dirección X

Fuente: (Bakker, 2012)

Las ecuaciones de movimiento pueden resolverse mediante CFD para el caso de flujo estacionario, incomprensible, laminar de un fluido newtoniano con propiedades constantes y sin efecto de superficies libres. Se utiliza un sistema coordenado cartesiano. Hay cuatro ecuaciones y cuatro incógnitas: u , v , w y P' . (Haro Valladares & Sanaguano Jiménez, 2016)

- **Continuidad:**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \text{EC. 30}$$

- **Cantidad de movimiento en x:**

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad \text{EC. 31}$$

- **Cantidad de movimiento en y:**

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad \text{EC. 32}$$

- **Cantidad de movimiento en z:**

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad \text{EC. 33}$$

Ansys CFD permite desarrollar varios métodos de solución, uno de los más comunes es Ansys CFX, el cuál utiliza como técnica la solución por volúmenes finitos o llamado volúmenes de control. La gran ventaja de la plataforma CFX es que permite obtener una solución que se aproxima al valor de cada variable en puntos especificados a lo largo del dominio.

Ansys CFX es una herramienta de software de alto rendimiento computacional de dinámica de fluidos (CFD) que ofrece soluciones fiables y precisas de forma rápida y robusta a través de una amplia gama de aplicaciones multi-físicas y CFD. CFX es reconocida por su excelente precisión, robustez y velocidad con máquinas rotativas, tales como bombas, ventiladores, compresores y gas y turbinas hidráulicas. (Ansys, 2016)

La figura 22 es un ejemplo claro donde CFD es una gran herramienta computacional capaz de analizar varios tipos de volúmenes.

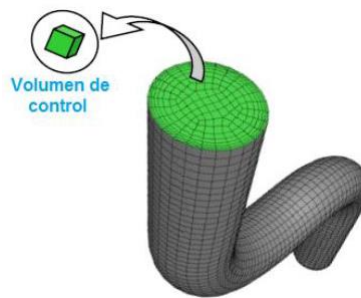


Figura 22 Tipo de volumen de control
(Ansys, 2016)

2.15.1 Metodología de CFD.

La dinámica de fluidos computacional (CFD), es una técnica para resolver problemas que se encuentren relacionados a ingeniería, los cuales deben seguir una secuencia de pasos que se detallan a continuación:

- **Geometría del diseño.** - Este punto involucra el desarrollo de la geometría por donde circula el fluido, sean válvulas, tuberías, bombas, etc.
- **Mallado.** - Consiste en la discretización del volumen diseñado en pequeñas celdas que serán llamados volúmenes de control. Sobre cada celda o volumen de control, el programa calculará en función de las ecuaciones de Navier-Stokes. (Gómez Alvarado, 2009)
- **Condiciones de borde.** - Las condiciones de borde permiten especificar si por la geometría desarrollada circulara un fluido o un sólido, se debe especificar si existe velocidades de entrada o salida, presiones, etc.

- **Condiciones de trabajo.** Permite trabajar en estado estacionario o dinámico, opciones multifásicas de un fluido, flujo laminar o turbulento, distintos tipos de transferencia de calor, etc. (Gómez Alvarado, 2009)
- **Características del fluido.** - Se debe detallar todos los parámetros relacionados al fluido como son: viscosidad, peso específico, densidad, etc.
- **Condiciones de contorno.** - Se deben especificar valores de temperatura, presión, velocidad ya sea a la entrada o salida.

El comportamiento de un fluido en tres dimensiones se lo determina de acuerdo a la secuencia, mostrada en la figura 23.

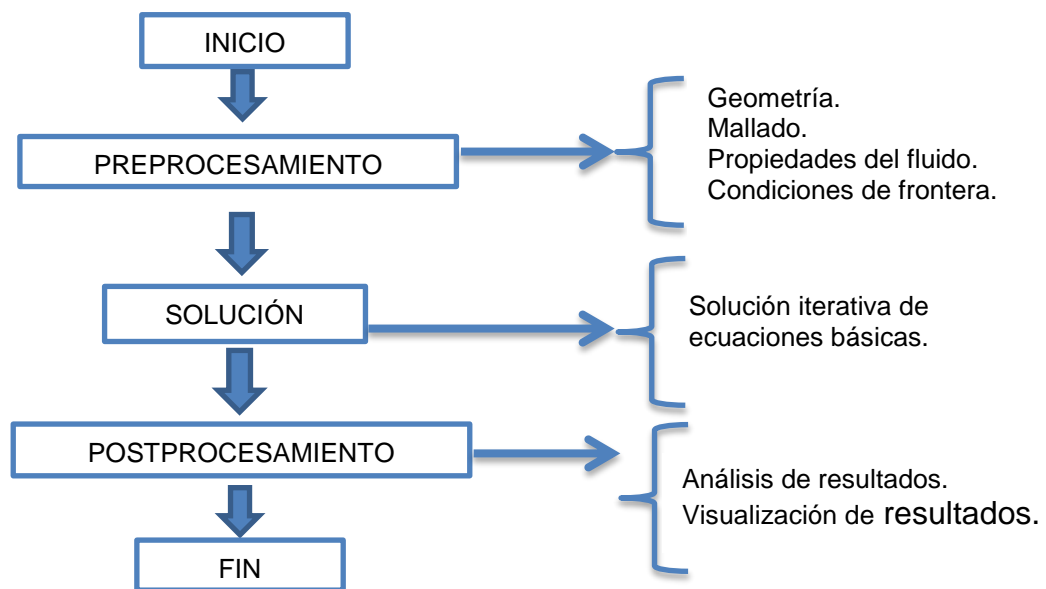


Figura 23 Esquema de análisis tipo dinámica de fluidos computacional, DFC

Fuente: (Moncada Benavides & Morales Montes, 2003)

2.16 Mallado

2.16.1 Clasificación de mallado.

- **Mallas estructuradas.** - El mallado estructurado (figura 24), tiene una característica de ser regular en sus puntos de conexión. Esto limita la geometría de sus elementos a cuadriláteros en 2D y hexaedros en mallado 3D. (Castillo Orozco, 2012)



Figura 24 Ejemplo de malla estructurada

Fuente: (Toba, 2015)

El mallado estructurado como se muestra en la figura 24, a su vez se subdivide en:

- Malla tipo O.
- Malla tipo C.

La clasificación de mallas estructuradas tipo O y tipo C (figura 25), las mallas tipo O tenemos puntos organizados circularmente de tal forma que las líneas que los unen son cerradas, y por lo tanto, parecen una O. En las mallas tipo C las líneas se doblan reproduciendo la forma de C. (Lozano Durán, 2015)

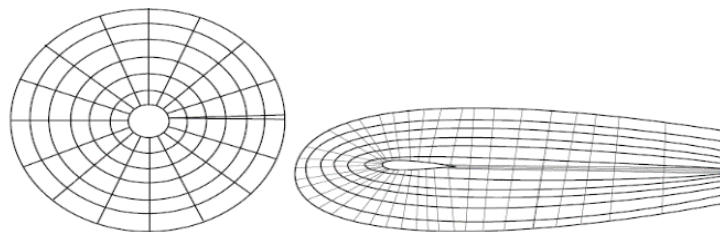


Figura 25 Ejemplos de mallas estructuradas tipo O y tipo C

Fuente: (Lozano Durán, 2015)

- **Mallas no estructuradas.** - Las mallas no estructuradas ofrecen gran flexibilidad en el tratamiento de geometrías complejas. La principal ventaja de los mallados no estructurados reside en que los triángulos (2-D) o los tetraedros (3-D), se pueden generar automáticamente, independientemente de la complejidad del dominio. (Sánchez Vázquez, 2004)

En la figura 26 se visualiza ejemplos de geometrías con mallas no estructuradas.

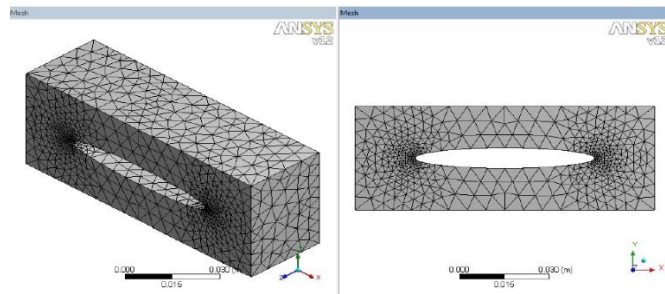


Figura 26 Geometría con mallado no estructurado

Fuente: (Castillo Orozco, 2012)

- **Mallado híbrido.** - El mallado híbrido como se muestra en la figura 27, es fácil de entender ya que consiste en la combinación de mallas no estructuradas y estructuradas.

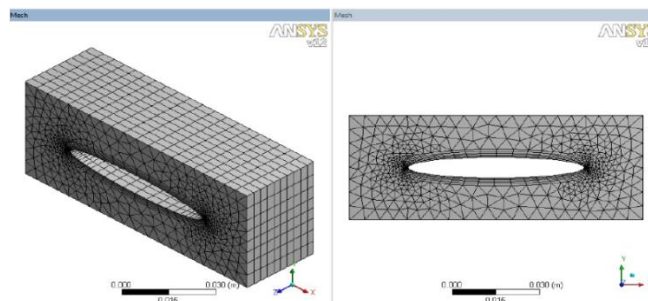


Figura 27 Geometría con mallado híbrido

Fuente: (Castillo Orozco, 2012)

2.16.2 Elementos de una malla

Los elementos de una malla mostrados en la figura 28 son:

- Celda (cell): Volumen de control en la que el dominio se rompe.
- Nodo (node): Punto de la cuadrícula.
- Centro de la celda (cell center): Centro de una celda.
- Borde (edge): Límite de una cara.
- Cara (face): Límite de una celda.
- Zona (zone): Agrupación de nodos, caras y celdas.
- Dominio (domain): Grupo de nodos, cara y zonas de celdas. (Bakker, 2012)

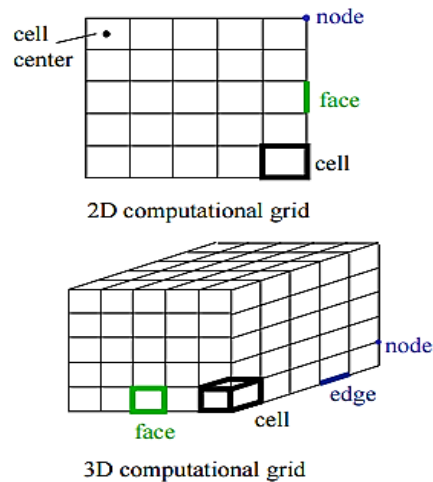


Figura 28 Elementos de una malla

Fuente: (Bakker, 2012)

2.16.3 Formas de mallado

Ansys CFX tiene la facilidad de ofrecer diferentes tipos de elementos de mallado. De este modo es capaz de poder adaptar el mallado a cualquier contorno de los sólidos que limitan el dominio del fluido. (Castillo Elsitdié & Carrillo Sánchez, s.f)

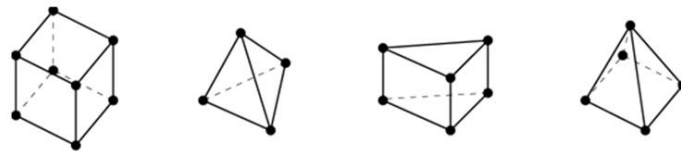


Figura 29 Tipos de elementos de mallado

Fuente: (Ansys, 2009)

Las topologías de elementos de mallado pueden ser como las que se muestra en la figura 29 y son:

- Hexaédrico
- Tetraedro
- Prisma
- Pirámide

2.16.4 Calidad de mallado.

El cálculo numérico por medio de Ansys CFX, depende en gran porcentaje de la calidad del mallado ya que aquí se determina la simetría de los elementos que conforman el dominio. La calidad de mallado se puede llegar

a determinarse mediante el “criterio de “oblicuidad” (figura 30), es uno de los principales métodos para establecer la calidad de mallado. Este determina la simetría y la oblicuidad de los elementos, también podemos calificar la malla por medio de criterios de ortogonalidad (figura 31). (Lluguay Duchi, 2016)


Espectro de la Calidad de la Malla (Oblicuidad)					
					
Excelente	Muy Buena	Buena	Aceptable	Mala	Inaceptable
0-0,25	0,25-0,5	0,5-0,8	0,8-0,94	0,95-0,97	0,98-1

Figura 30 Calidad de malla según su oblicuidad

Fuente: (ANSYS, 2014)


Espectro de la Calidad de la Malla (Ortogonal)					
					
Inaceptable	Mala	Aceptable	Buena	Muy Buena	Excelente
0-0,001	0,001-0,14	0,15-0,20	0,2-0,69	0,70-0,95	0,95-1

Figura 31 Calidad de malla según su ortogonalidad

Fuente: (ANSYS, 2014)

Las figuras 30 y 31 presentan una excelente calidad de mallado en valores comprendidos entre 0-0,25 y 0,95-1 según su oblicuidad y ortogonalidad respectivamente.

2.17 Discretización.

La discretización es la aproximación de una variable continua en un número finito de punto.

- **Método de diferencias finitas (FDM).** - Este método me permite trabajar en geometrías regulares, en donde el dominio se divide en una serie de puntos conocidos como puntos de red de mallas o red de nodos. La solución se obtiene en cada punto de red de mallas. (Lluguay Duchi, 2016)
- **Método de elementos finitos (FEM).** - Es un método donde se realiza la división del dominio en elementos triangulares (en 2-D) o tetraédricos (en 3-D), generando una malla estructurada. Tiene la gran ventaja de permitir soluciones en geometrías complejas, cabe destacar que este

método no se debe utilizar para soluciones de flujo de fluidos. (Sánchez Vázquez, 2004)

- **Método de volúmenes finitos (FVM).** - Este método es muy utilizado en técnicas CFD ya que presentan tres niveles de aproximación: interpolación, diferenciación e integración. (Lozano Durán, 2015)

2.18 Análisis Modal (Vibracional)

El análisis modal o más conocido como análisis vibracional ha sido usado para el estudio de frecuencias inherentes y modos de vibración de elementos mecánicos, que solo dependen de la rigidez y la distribución de masa de la estructura, sin tener relación con los factores externos. El análisis modal es el punto de partida de toda la dinámica inherente a la frecuencia y modo de vibración. También son necesarios si se desea procesar la respuesta armónica o análisis transitorio. Usando el análisis modal, se pueden identificar los modos de vibración de la estructura, pudiendo identificar las zonas más débiles, por lo que se pueden mejorar la estructura optimizando el sistema. (Viñolo Cuesta, 2010)

El análisis modal también me permite determinar las frecuencias críticas en ejes bajo el fenómeno de deflexión, partiendo del principio de conservación de energía donde se cumplirá la siguiente condición:

$$A(t) + B(t) = cte \quad \text{EC. 34}$$

La ecuación 34 también se la puede expresar como se muestra a continuación en la ecuación 35, donde A es la energía cinética y B es la energía potencial del sistema.

$$\frac{d}{dt} \{A(t) + B(t)\} = 0 \quad \text{EC. 35}$$

Hay que recordar que: si el sistema mecánico posee un movimiento armónico y libre de amortiguamiento, conduce a que la energía potencial se transforme totalmente en energía cinética y viceversa. (Piovan, 2014)

$$A_{MAX} = B_{MAX} \quad \text{EC. 36}$$

Bajo condiciones de equilibrio estático, según la ecuación 34 se obtiene lo siguiente:

$$\frac{1}{2}m_a\dot{w}^2 + \frac{1}{2}kw^2 = cte$$

Al aplicar en el paso siguiente la ecuación 35 se desarrolla lo siguiente:

$$(m_a\ddot{w} + Aw)\dot{w} = 0, \text{ con } w \neq 0$$

Finalmente, la ecuación diferencial se obtiene así:

$$(m_a\ddot{w} + Aw) = 0$$

Para encontrar la ecuación de frecuencia natural flexional de un eje de longitud L, que soporta en el medio un rotor de masa M y tiene una rigidez flexional EI, hay que tomar en cuenta la ecuación 37 de deflexión estática y peso.

$$\delta = \frac{PL^3}{48EI}, \text{ con } P = M * g \quad \text{EC. 37}$$

Aplicando la ecuación característica de frecuencia natural $f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta}}$, y reemplazando la ecuación 37 se obtiene:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{48EI}{M_{eff}L^3}} \quad \text{EC. 38}$$

Considerando la masa m del eje y analizando el eje como una viga y el fenómeno de deflexión a lo largo de la misma se presenta la ecuación 39.

$$w = w_{max} \left[\frac{3x}{L} - 4 \left(\frac{x}{L} \right)^3 \right] \text{ con } x \leq \frac{L}{2} \quad \text{EC. 39}$$

La energía cinética máxima de la masa del eje se obtiene integrando la ecuación 39, resultando lo siguiente:

$$A_{MAX} = 2 \frac{1}{2} \int_0^{L/2} \frac{m}{L} \dot{w}^2 dx = \frac{117}{235} m \dot{w}_{max}^2 \quad \text{EC. 40}$$

La energía cinética máxima total del sistema para el movimiento armónico viene dada por:

$$A_{MAX} = \frac{1}{2}M\omega_n^2 w_{max}^2 + \frac{1}{2}\frac{17}{35}m\omega_n^2 w_{max}^2 = \frac{1}{2}M_{eff}\omega_n^2 w_{max}^2 \quad \text{EC.41}$$

Siendo $M_{eff} = M + \frac{17}{35}m$, donde M es la masa del rotor y m es la masa del eje, reemplazando en la ecuación 38 se obtiene:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{48EI}{(M + \frac{17}{35}m)L^3}} \quad \text{EC. 42}$$

Las vibraciones mecánicas que se presentan en bombas, compresores, motores, etc., pueden ser monitoreadas mediante un análisis vibracional que es el proceso comprendido desde la captación de señales vibratorias en una máquina en funcionamiento hasta la identificación de fallas en desarrollo a partir de esta información. (Sandoval Barrera, 2010)

El análisis modal de vibraciones permite establecer una aproximación de la frecuencia natural o a su vez hallar una velocidad crítica que sucede cuando el rotor de la máquina gira a una velocidad la cual está asociada con alta amplitud de vibración, provocando resonancia que no es más que una fuerza de frecuencia igual a la frecuencia natural. (Velásquez Aguilar, 2004)

2.19 Vibraciones en el dominio de la frecuencia.

El espectro vibratorio es la representación de este tipo de datos que se lo consigue una vez aplicado el algoritmo de la transferencia de Fourier a la señal en el dominio del tiempo. Se caracteriza principalmente porque permite identificar fallas que generan respuestas a frecuencias específicas. La transformada de Fourier se la usa para el análisis de las series de tiempo para el caso puntual de vibraciones mecánicas.

$$y(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-i2\pi ft} dt \quad \text{EC. 43}$$

La vibración en el dominio de la frecuencia tiene un valor significativo en RMS o global, que representa la suma total de toda la vibración medida por el sensor dentro de un rango de frecuencias establecidas por una norma ISO.

La vibración de cada frecuencia vendrá representada por (B_i) , dentro de un rango de frecuencia especialmente entre 10 Hz a 1000 Hz, de donde se toma todas las vibraciones específicas, elevándolas al cuadrado (B_i^2) , sumando todos los resultados $\Sigma(B_i^2)$ y como punto final se aplica la raíz cuadrada del sumatorio anterior $(\sqrt{\Sigma(B_i^2)})$, dicho resultado se lo denomina como resultado global.

La figura 32 es la respuesta del análisis modal-vibracional que muestra el espectro en el dominio de la frecuencia, grafica extraída del analizador de vibraciones IRD Balancing. (Velásquez Aguilar, 2004)

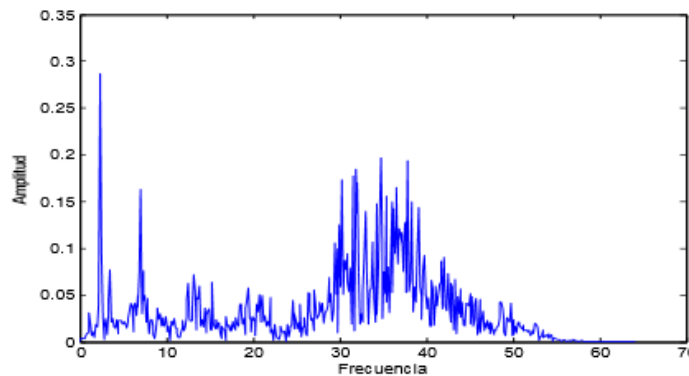


Figura 32 Espectro Vibratorio
Fuente: (Sandoval Barrera, 2010)

2.20 Condiciones de pruebas.

2.20.1 Puntos de Medición.

Para esto es importante hacer uso de un dispositivo llamado transductor, el cual capta la señal vibratoria en el punto donde sea localizado y obtener una señal eléctrica producto de la conversión del movimiento de la máquina. Los puntos principales para obtener dichas señales son los siguientes:

- Puerto de Succión de la Bomba (Punto S)
- Voluta (Punto V)
- Puerto de descarga (Punto D)
- Rodamiento 1 (Punto B)
- Rodamiento 2 (Punto R)

Para una mejor toma de datos es recomendable hacerlo en cada punto en 3 direcciones diferentes (Axial, Radial, Horizontal) exceptuando el punto V que es solamente posible medir en las direcciones axial y horizontal como se muestra en la figura 33.

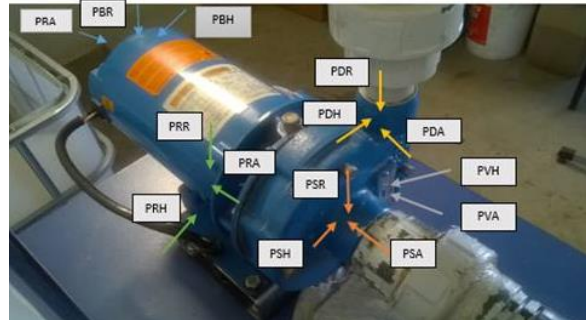


Figura 33 Puntos y direcciones de medición de bomba centrífuga

2.21 Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad RCM.

El Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad: un proceso utilizado para determinar qué se debe hacer para asegurar que cualquier activo físico continúe haciendo lo que sus usuarios quieren que haga en su contexto operacional actual. (Moubray, 2004)

El RCM abarca un mantenimiento de un activo involucrando detalladamente todos y cada uno de los factores que hacen que la falla aparezca, esto son:

- **Funciones del Activo.** - El activo posee funciones primarias cuando se indica la razón de adquisición del mismo (velocidad, calidad etc) y secundarias cuando complementa a las funciones primarias en áreas de seguridad control, etc.
- **Modos de falla.** - Son los hechos que provocan que el activo deje de hacer su función para la cual fue adquirido.
- **Efectos de falla.** - Son parámetros que describen o evidencian el modo de falla.
- **Consecuencias de falla.** - Son afectaciones a la operación, seguridad, servicio y medio ambiente.

El Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad RCM, involucra tareas que ayudan a que el activo pueda seguir realizando sus actividades normales para las cuales se lo adquirió, estas tareas se las detalla a continuación:

- Tareas a condición
- Tareas de sustitución cíclica
- Tareas de reacondicionamiento cíclico

CAPÍTULO III

3. ANÁLISIS CON TÉCNICAS CFD Y MODAL VIBRACIONAL

3.1 Descripción de los componentes del sistema de bombeo.



Figura 34 Sistema de Bombeo

Basándose en la figura 34 del sistema de bombeo, se detalla cada uno de los componentes del sistema de bombeo.

- **Bombas centrífugas GOULDS**



(a) Bomba centrífuga

(b) placa de datos

Figura 35 Bomba centrífuga y placa de datos

La bomba centrífuga Goulds (figura 35(a)), cuyas características se describen de acuerdo a su placa de datos (figura 35(b)).

- 2: Indica el tamaño de la bomba, la tubería de succión es de $1\frac{1}{2}$ pulgadas y la tubería de descarga es de $1\frac{1}{4}$ pulgadas.
- BF: Material de la bomba (Bronze Fitted).
- 1: Tipo de motor (ODP).
- 07: Motor es de $\frac{3}{4}$ HP.
- 3: Motor es trifásico.

- 4: Voltaje de alimentación 208-230/460.
- Diámetro del impulsor es de $3\frac{5}{8}$ pulgadas.
- **Tubería de succión.**

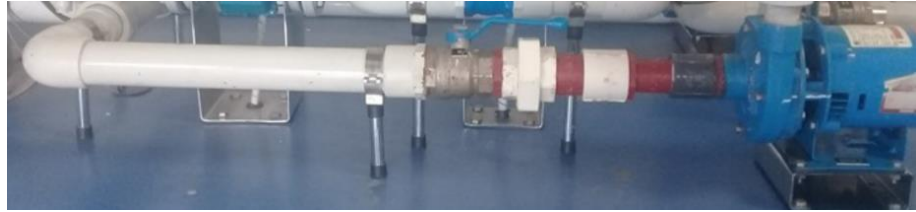


Figura 36 Tubería de succión

En la figura 36 se observa la tubería de succión, como su nombre lo indica es la tubería que cumple con la función de succionar el fluido proveniente del depósito y llevarla hacia la bomba.

Tiene una longitud aproximada de 1,22 metros, material PVC, diámetro interno de 2 pulgadas como se visualiza en la figura 36. La tubería se encuentra dimensionada para una presión de 1 MPa (145 psi.). Su vida útil es mayor a 50 años sometida a su máxima presión de trabajo.

- **Tubería de descarga.**



Figura 37 Tubería de descarga

En la figura 37 se observa la tubería de descarga que posee las siguientes características: longitud de 2,052 metros, está construida de material PVC; diámetro interno de 2 pulgadas, su función es llevar agua bombeada proveniente de la bomba hacia el depósito de agua. Está dimensionado para una presión de 1 MPa (145 psi.). Su vida útil es mayor a 50 años sometida a su máxima presión de trabajo.

- **Depósito de agua.**

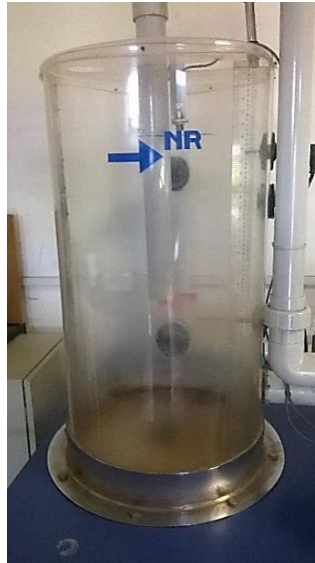


Figura 38 Depósito de agua

Es un tanque construido en acrílico para almacenar agua con 0,5 metros de diámetro y una altura de 0,90 metros. El volumen que se estima a ocupar es de 131 litros como se visualiza en la figura 38.

- **Transductor de presión de succión Cerabar T PMC 131-A22F1A3C.**

En la figura 39 se aprecia e transductor de presión de succión Cerabar.



Figura 39 Transductor de presión de succión Cerabar

La medida obtenida por este transductor es la presión de succión o vacío del sistema hidráulico (figura 39), su magnitud también depende del comportamiento de la pérdida de carga en el sistema. El campo de medida de presión manométrica de succión es de -1 a 0 (bares) y una señal análoga normalizada de corriente 2 hilos de 20mA (0 bar) a 4mA (-1 bar). (Lara Viera & Quingatuña Sinchiguano, 2010)

- **Transductor de presión de descarga Cerabar T PMC 131-A22F1Q4R.**



Figura 40 Transductor de presión de descarga Cerabar

En la figura 40 se aprecia el transductor de descarga Cerabar. Está diseñado para medir presión relativa (manométrica) de líquidos. Su funcionamiento es independiente de la orientación del montaje. Tiene un rango de temperatura de trabajo de -20 a 85 ($^{\circ}\text{C}$), un campo de medida de presión de trabajo de la variable física de 0 a 150 (psi) y una señal análoga normalizada de corriente 2 hilos de 4mA (0 psi) a 20mA (150 psi), la alimentación es de voltaje directo de 11 a 30 Vdc. (Lara Viera & Quingatuña Sinchiguano, 2010)

- **Medidor de caudal electromagnético PROMAG.**



Figura 41 Medidor de Caudal Electromagnético

En la figura 41 apreciamos el medidor de caudal electromagnético PROMAG, trabaja en la medición del caudal de fluidos en sistemas de tuberías cerrados. Su principio de medida electromagnética del caudal es en base a la ley de Faraday, el campo de medida del transductor de caudal es de 0 a 160 (gpm), dando origen a una señal de corriente análoga de

4mA (0 gpm) a 20mA (160 gpm). (Lara Viera & Quingatuña Sinchiguano, 2010)

- **Actuador lineal ML7420A3055, válvula de control V5011R1091 y válvula de compuerta.**



Figura 42 Válvula de compuerta y Válvula de control

El actuador lineal (figura 42), opera con una válvula de control ya que son indispensables para el control modulante de flujo, la válvula de control ubicada en la línea de descarga, posee un vástago de 20 milímetros que recorre cuando se le indica la señal de apertura o cierre, paralela a la válvula de control se encuentra la válvula de compuerta designada con el nombre de (V6), la misma que es utilizada para operaciones de cebado, para dejar en óptimas condiciones nuestro sistema hidráulico. (Cayo Mayanquer & Iza Cofre, 2008)

- **Detector de nivel Liquiphant T FTL 20-0214.**



Figura 43 Detector de nivel Liquiphant TFTL 20-0214

Fuente: (Cayo Mayanquer & Iza Cofre, 2008)

El indicador de nivel (figura 43), permite al usuario determinar si el nivel del fluido es el indicado, al no serlo el control tanto automático como manual se bloquea y no permite la manipulación de ninguna operación.

- **Sensor de temperatura TST 41N-DPDN12BAA0.**



Figura 44 Sensor de Temperatura Pt-100

Fuente: (Cayo Mayanquer & Iza Cofre, 2008)

El monitoreo de temperatura se lo realiza a través de un Pt-100 (figura 44), permite obtener la temperatura del fluido que se encuentra en el tanque de almacenamiento.

- **Sensor ultrasónico UB800-18GM40-I-V1.**



Figura 45 Sensor ultrasónico UB800-18GM40-I-V1

El sensor ultrasónico (figura45), permite medir el nivel de líquido, dispone de una salida analógica con dos límites de evaluación memorizables. (Lara Viera & Quingatuña Sinchiguano, 2010)

- **Sensor capacitivo CCN5-F46A-E3.**

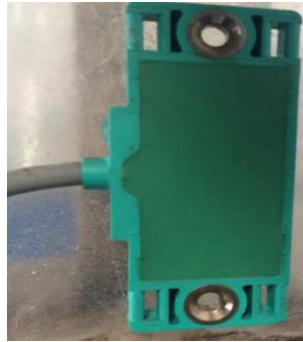


Figura 46 Sensor capacitivo CCN5-F46A-E3

El sensor capacitivo (figura 46), tiene como función detectar la presencia de líquido, en donde se produce un cambio de estado, basados en la variación del estímulo del campo eléctrico. El sensor capacitivo tiene la característica de no detectar objetos metálicos.

- **Variadores de velocidad ATV11HU18M2A.**



Figura 47 Variador ATV11HU18M2A

El variador de frecuencia de la figura 47 permite que la velocidad varíe de acuerdo a un mando local y por medio de la perilla o un mando de control por PLC y panel gráfico, el control del variador puede ser de 2 ó 3 hilos, permite elegir 4 velocidades preseleccionadas, control local de marcha y paro, potenciómetro para la consigna de la velocidad.

3.2 Análisis de Cavitación.

Para el análisis del fenómeno de cavitación se procederá a comparar la carga de succión neta positiva disponible $NPSH_D$ y la carga de succión neta positiva requerida $NPSH_R$, donde se podrá comprobar si la bomba trabaja en régimen de cavitación, si el fenómeno está presente observaremos los daños en el impulsor mediante análisis CFD.

3.2.1 Análisis de balance energético, para la obtención de $NPSH_{D1}$.

- Procedimiento de energizado y desenergizado del módulo de pruebas.

Para realizar el procedimiento de toma de datos del sistema de bombeo, se seguirá los pasos del manual de funcionamiento (Anexo C). Se recomienda trabajar en modo automático para visualizar los datos que se obtienen en el proceso.

- Características del circuito hidráulico.

El circuito hidráulico de la figura 48 muestra todos los accesorios presentes en el circuito, en la tabla 1 se detallan las características de la tubería.

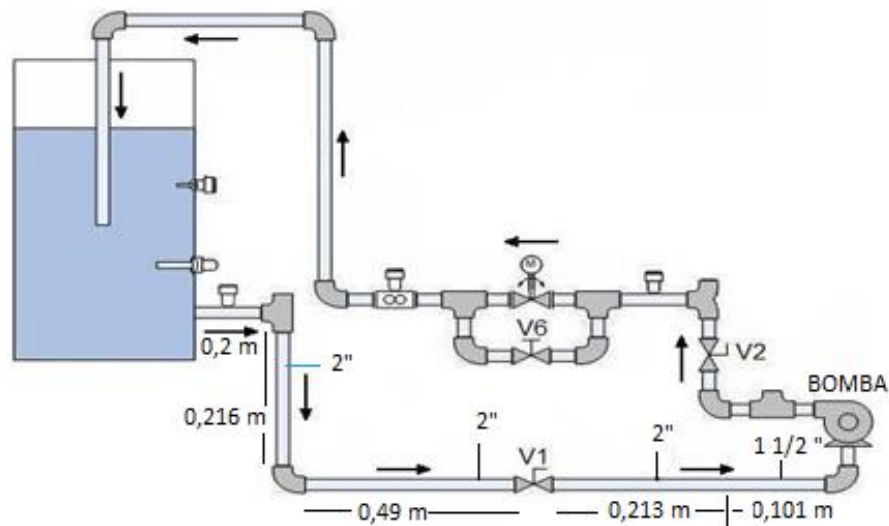


Figura 48 Circuito hidráulico

Fuente: (Lara Viera & Quingatuña Sinchiguano, 2010)

Tabla 1
Característica de la tubería de succión

Tubería PVC	
Diámetro (D)	2 pulgadas - 0.0508 m.
Rugosidad (ϵ)	$3,0 * 10^{-7} m$
Longitud	1,22 m (1,119 m de 2" - 0,101 m de 1½")

- **Propiedades del fluido y cálculo de parámetros de balance energético**

Para obtener los datos de peso específico, densidad y viscosidad cinemática, mostrados en la tabla 2 extraídos del Anexo D; se realiza 10 pruebas para la toma de datos en el cual la temperatura promedio del fluido es de 18°C, para determinar las propiedades del fluido a dicha temperatura se utiliza la ecuación de interpolación mostrada a continuación.

$$Y = Y_0 + \frac{Y_1 - Y_0}{X_1 - X_0} (X - X_0) \quad \text{EC. 44}$$

Tabla 2
Propiedades del agua

Temp. (°C)	Peso específico γ [KN/m ³]	Densidad ρ [Kg/m ³]	Viscosidad cinemática ν [m ² /s]
20	9,79	998	1,02 x 10 ⁻⁶
18	9,798	998,8	1,072 x 10 ⁻⁶
15	9,81	1000	1,15 x 10 ⁻⁶

- **Cálculo de peso específico (γ) a 18°C.**

$$\gamma = \gamma_0 + \frac{\gamma_1 - \gamma_0}{t_1 - t_0} (t - t_0)$$

$$\gamma = 9,81 + \frac{9,79 - 9,81}{20 - 15} (18 - 15)$$

$$\gamma = 9,798 \text{ KN/m}^3$$

- **Cálculo de densidad (ρ) a 18°C.**

$$\rho = \rho_0 + \frac{\rho_1 - \rho_0}{t_1 - t_0} (t - t_0)$$

$$\rho = 1000 + \frac{998 - 1000}{20 - 15} (18 - 15)$$

$$\rho = 998,8 \text{ Kg/m}^3$$

- **Cálculo de viscosidad cinemática (ν) a 18°C.**

$$\nu = \nu_0 + \frac{\nu_1 - \nu_0}{t_1 - t_0} (t - t_0)$$

$$\nu = 1,15 \times 10^{-6} + \frac{1,02 \times 10^{-6} - 1,15 \times 10^{-6}}{20 - 15} (18 - 15)$$

$$v = 1,072 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

- **Toma de datos Bomba centrífuga 3450 rpm**

Los datos se obtienen al poner en normal funcionamiento la bomba centrífuga y seleccionando la velocidad de 3450 rpm, los parámetros se detallan en la tabla 3.

Tabla 3
Datos Bomba centrífuga 3450 rpm

Bomba centrífuga 3450 rpm	
Caudal (Q)	77,9 GPM
Presión de succión (Ps)	- 0,3 bares
Presión de descarga (Pd)	6,2 psi
Nivel del fluido (NR)	66,4 cm
Altura (m.c.a)	6,4 m.c.a

- **Área del tramo de la tubería de succión de 2 pulgadas.**

$$A_1 = \frac{\pi D_1^2}{4}$$

$$A_1 = \frac{\pi(0.0508)^2}{4}$$

$$A_1 = 2,0268 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

- **Área del tramo de la tubería de succión de 1½ pulgadas.**

$$A_2 = \frac{\pi D_2^2}{4}$$

$$A_2 = \frac{\pi(0,0381)^2}{4}$$

$$A_2 = 1,14 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

- **Velocidad del fluido en la tubería de 2 pulgadas.**

$$v_1 = \frac{Q}{A_1}$$

$$v_1 = \frac{0,004915 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{2,0268 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$v_1 = 2,43 \text{ m/s}$$

- **Velocidad del fluido en la tubería de 1½ pulgadas.**

$$v_2 = \frac{Q}{A_2}$$

$$v_2 = \frac{0,004915 \frac{m^3}{s}}{1,14009 \times 10^{-3} m^2}$$

$$v_2 = 4,31 \text{ m/s}$$

- **Número de Reynolds (NR) en la tubería de 2 pulgadas.**

$$N_{R1} = \frac{v_1 * D_1}{\nu}$$

$$N_{R1} = \frac{(2,43 \frac{m}{s}) * (0,0508 \text{ m})}{1,072 \times 10^{-6} m^2/s}$$

$$N_{R1} = 115 \ 152,99$$

$$N_R < 2000, \quad \text{el fluido es laminar.}$$

$$N_R > 4000, \quad \text{el fluido es turbulento}$$

$$115 \ 152,98 > 4000, \quad \text{el fluido es turbulento.}$$

- **Número de Reynolds (NR) en la tubería de 1½ pulgadas.**

$$N_{R2} = \frac{v_1 * D_2}{\nu}$$

$$N_{R2} = \frac{(4,31 \text{ m/s}) * (0,0381 \text{ m})}{1,072 \times 10^{-6} m^2/s}$$

$$N_{R2} = 153 \ 181,90$$

$$N_R < 2000, \quad \text{el fluido es laminar.}$$

$$N_R > 4000, \quad \text{el fluido es turbulento}$$

$$153 \ 181,90 > 4000, \quad \text{el fluido es turbulento.}$$

- **Rugosidad relativa.**

$$\frac{D}{\varepsilon} = \frac{0,0508}{3 \times 10^{-7}} = 169 \ 333,33$$

- **Factor de fricción (f) en la tubería de 2 pulgadas.**

$$f_1 = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \left(\frac{D_1}{\varepsilon} \right)} + \frac{5,74}{N_{R1}^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f_1 = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \left(\frac{0,0508}{3 \times 10^{-7}} \right)} + \frac{5,74}{115 \ 152,99^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f_1 = 0,01739$$

- **Factor de fricción (f) en la tubería de 1½ pulgadas.**

$$f_2 = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \left(\frac{D_2}{\varepsilon} \right)} + \frac{5,74}{N_{R2}^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f_2 = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \left(\frac{0,0381}{3 \times 10^{-7}} \right)} + \frac{5,74}{153 \ 181,90^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f_2 = 0,01643$$

- **Pérdidas primarias o mayores en la tubería de succión de 2 pulgadas debido a fricción (h_{LP1}).**

$$h_{LP1} = f_1 \times \frac{L}{D_1} \times \frac{v_1^2}{2g}$$

$$h_{LP1} = 0,01739 \times \frac{1,119 \text{ m}}{0,0508 \text{ m}} \times \frac{(2,43 \text{ m/s})^2}{2(9,8 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{LP1} = 0,1154 \text{ m}$$

- **Pérdidas primarias o mayores en la tubería de succión de 1½ pulgadas debido a fricción (h_{LP2}).**

$$h_{LP2} = f_2 \times \frac{L}{D_2} \times \frac{v_2^2}{2g}$$

$$h_{LP2} = 0,01643 \times \frac{0,101 \text{ m}}{0,0381 \text{ m}} \times \frac{(4,31 \text{ m/s})^2}{2(9,8 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{LP2} = 0,0413 \text{ m}$$

- **Pérdidas primarias totales debido a fricción (h_{LPT}).**

$$h_{LPT} = h_{LP1} + h_{LP2}$$

$$h_{LPT} = 0,0413 + 0,1154$$

$$h_{LPT} = 0,1567 \text{ m}$$

- **Pérdidas secundarias en accesorios por fricción (h_{LS}).**

Las pérdidas menores se presentan en accesorios. La tubería de succión de la bomba posee una contracción súbita de 2 pulgadas (0,0508 m) a $1\frac{1}{2}$ pulgadas (0,0381 m), para hallar el coeficiente de resistencia mostrado en la tabla 4, se debe encontrar primero las dos velocidades, una relación entre los dos diámetros y elegir el coeficiente de resistencia presente en el Anexo E1.

- **Área del tramo de la contracción súbita.**

$$A_2 = \frac{\pi(D_2)^2}{4}$$

$$A_2 = \frac{\pi(0,0381 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_2 = 1,14 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

- **Velocidad del fluido en la contracción súbita.**

$$v_2 = \frac{Q}{A_2}$$

$$v_2 = \frac{0,004915 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1,14 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$v_2 = 4,31 \text{ m/s}$$

- **Relación de diámetros por contracción súbita.**

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{0,0508 \text{ m}}{0,0381 \text{ m}} = 1,33$$

Para hallar el coeficiente de resistencia (K), se interpola de acuerdo a la ecuación 44, los valores de la tabla 4 y se obtiene un valor de K para una relación de diámetros de 1,33 y una velocidad de 4,31 m/s.

$$Y = Y_0 + \frac{Y_1 - Y_0}{X_1 - X_0} (X - X_0) \quad \text{EC.44}$$

$$k = 0,08 + \frac{0,18 - 0,08}{1,4 - 1,2} (1,33 - 1,2)$$

$$k = 0,14$$

Tabla 4
Coeficiente de fricción para contracción súbita

$\frac{D_1}{D_2}$	Valor de K $v_2 = 4,31 \text{ m/s}$
1,2	0,08
1,33	0,14
1,4	0,18

Las pérdidas secundarias (h_{LS}) por accesorios en el circuito hidráulico de la bomba se detallan en la tabla 5, los coeficientes de resistencia (K) para cada elemento se presentan en el Anexo E2.

Tabla 5
Detalle de accesorios circuito hidráulico

Accesorio	Número de elementos	K	Total
Válvula de bola DN 50 2"	1	0,05	0,05
Contracción Súbita	1	0,14	0,14
Uniones roscadas 2"	2	0,08	0,16
Uniones roscadas 1½"	1	0,08	0,08
Codo a 90° de radio largo	1	20 FT	20 FT
Té de paso ramal	1	60 FT	60 FT

$$h_{LS} = K \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$h_{LS} = (20\text{FT} + 60\text{FT}) \left(\frac{v^2}{2g} \right) + \left(0,14x \frac{2,43^2}{2(9,8)} \right) + \left(0,05x \frac{2,43^2}{2(9,8)} \right) + \left(0,16x \frac{2,43^2}{2(9,8)} \right) + \left(0,08x \frac{4,31^2}{2(9,8)} \right)$$

$$h_{LS} = 80 (0,01739)x \frac{2,43^2}{2(9,8)} + 0,042 + 0,015 + 0,048 + 0,075$$

$$h_{LS} = 0,599 \text{ m}$$

- **Pérdidas totales (h_f).**

Las pérdidas totales es la suma de las pérdidas en accesorio (h_{LS}) y pérdidas por fricción o pérdidas mayores (h_{LPT}).

$$h_f = h_{LPT} + h_{LS}$$

$$h_f = 0,1567 + 0,599$$

$$h_f = 0,7557 \text{ m}$$

- **Carga de presión estática sobre el fluido (h_{sp}).**

El banco de pruebas de la Universidad de las Fuerzas Armadas de la ciudad de Latacunga se encuentra a 2850 msnm, el fluido con el que se va a trabajar es agua, inmersa en un depósito abierto. Para determinar la presión atmosférica a 2850 msnm se procederá a interpolar los datos del Anexo F, cuyos resultados se muestran en la tabla 6.

$$y = y_0 + \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} (x - x_0)$$

$$y = 79,5 + \frac{(70,1 - 79,5)}{(2000 - 3000)} (2850 - 3000)$$

$$y = 78,1 \text{ kPa}$$

Tabla 6
Valores de presión atmosférica

Altitud (m)	Presión (KPa)
3000	79,5
2850	78,1
2000	70,1

$$h_{sp} = 78,1 \text{ Pa} \times 1000 \frac{1 \text{ plg } H_2O}{249 \text{ Pa}} \times \frac{0,0254 \text{ m}}{1 \text{ plg}}$$

$$h_{sp} = 8,00 \text{ m}$$

- **Diferencia de elevación (hs).**

La diferencia de elevación (hs) mostrado en la figura 49, se determina desde el NR (nivel de referencia) del depósito de fluido a la línea central de la tubería de succión de la bomba.

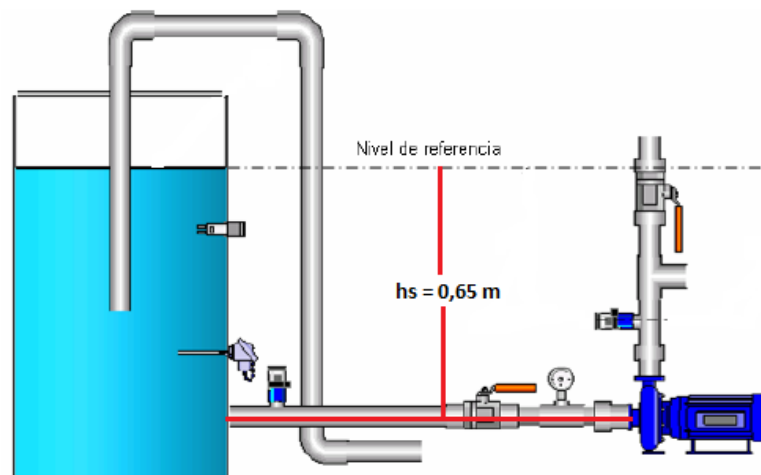


Figura 49 Diferencia de elevación

$$h_s = 0,65 \text{ m}$$

- **Carga de presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo (h_{vp}).**

La temperatura de bombeo se detalla en la tabla 7, los datos se obtuvieron del Anexo G.

Tabla 7
Carga de presión de vapor del líquido

Temperatura °C	Carga de presión de vapor (m)
20	0,2388
18	0,2161
10	0,1253

Para hallar el valor de la carga de presión de vapor del líquido a una temperatura de 18°C se debe interpolar entre la temperatura de 20°C y 10°C.

$$h_{vp} = y_0 + \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} (x - x_0)$$

$$h_{vp} = 0,1253 + \frac{0,2388 - 0,1253}{20 - 10} (18 - 10)$$

$$h_{vp} = 0,2161 \text{ m}$$

- **Carga de succión neta positiva disponible ($NPSH_{D1}$).**

$$NPSH_{D1} = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp} \text{ [m]}$$

$$NPSH_{D1} = 8,00 + 0,65 - 0,7557 - 0,2161$$

$$NPSH_{D1} = 7,68 \text{ m}$$

- **Potencia de activación (P_{ac}).**

La potencia de activación o potencia de entrada a la bomba, se la obtiene al medir valores de corriente y voltaje a 77,9 GPM (3450 rpm), la potencia de activación trifásica se obtiene con la ecuación siguiente.

$$P_{ac} = \sqrt{3} * V * I * fp \text{ [W]};$$

$$P_{ac} = \sqrt{3} * 214 \text{ V} * 3 \text{ A} * 0,8 \text{ [W]}$$

$$P_{ac} = 889,58 \text{ W}$$

$$P_{ac} = 1,19 \text{ HP}$$

- **Potencia útil (P_{ut}).**

Para el cálculo de la potencia útil, los datos se extraen de la tabla 2 y 3.

$$P_{ut} = \gamma * H * Q$$

$$P_{ut} = \left(9,798 \frac{\text{KN}}{\text{m}^3}\right) * (6,4 \text{ m}) * \left(0,004915 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$$

$$P_{ut} = 308,21 \text{ W}$$

$$P_{ut} = 0,41 \text{ HP}$$

- **Eficiencia de la bomba (E_b).**

$$E_b(\%) = \frac{\text{Potencia útil } (P_{ut})}{\text{Potencia de activación } (P_{ac})}$$

$$E_b(\%) = \frac{0,41 \text{ HP}}{1,19 \text{ HP}} * 100\%$$

$$E_b(\%) = 34,45 \%$$

Los datos de las ecuaciones de balance energético de la bomba centrífuga que gira a una velocidad de 3450 rpm se muestran en la tabla 8, los datos de caudal se los extrae de los valores mostrados en la pantalla táctil cuando el proceso se ejecuta en forma normal en el banco de pruebas y se solicita la adquisición de datos del proceso.

Tabla 8
Datos experimentales Bomba centrífuga 3450 rpm

Q GPM	Q m ³ /h	TDH HA m.c.a	PRESIÓN DESCARGA KPa	POT. ÚTIL HP	POT. DE ENTRADA A LA BOMBA HP	EFICIENCIA (%)
0,00	0,00	17,9	128,24	0,00	0,12	0,00
9,86	2,24	17,9	122,73	0,15	0,52	28,31
19,71	4,48	17,8	121,35	0,29	0,59	49,45
29,57	6,72	17,5	119,97	0,43	0,63	67,88
39,43	8,95	17,2	117,90	0,56	0,70	80,83
49,29	11,19	16,7	114,45	0,68	0,87	78,03
59,14	13,43	15,1	109,63	0,74	1,00	73,91
69,00	15,67	11,9	79,98	0,68	1,04	65,62
77,9	17,60	6,4	42,75	0,41	1,19	34,66

3.2.2 Análisis de balance energético, para la obtención de $NPSH_{D2}$ en régimen de cavitación.

Para nuestro análisis provocamos cavitación en el ojo del impulsor de la bomba (2.11 Causas de la cavitación), por lo que crea un alto vacío en la tubería de succión. Se procede de acuerdo a ensayos hidráulicos realizados de estrangulación del fluido, donde se establece cerrar en un valor igual o mayor a 45°; el experimento se lleva a cabo cerrando la válvula de bola que se encuentra en la tubería de succión V1 45° (figura 50(a)), creando un alto vacío en la succión lo que provoca que el líquido se transforme en vapor a la entrada del impulsor y se formen burbujas (figura 50(b)), las mismas que chocan con las paredes del impulsor y afectan a los demás parámetros de rendimiento energético, además de provocar que la carga de succión neta

disponible $NPSH_D$, se vuelva insuficiente, dicho de otra manera que $NPSH_D$ sea menor o igual a la carga de succión neta requerida $NPSH_R$.



(a) Válvula de bola V1

(b) Formación de burbujas

Figura 50 Parámetros de cavitación

- **Toma de datos Bomba centrífuga 3450 rpm en régimen de cavitación**

Los datos se obtienen al trabajar en régimen de cavitación la bomba centrífuga y seleccionando la velocidad de 3450 rpm, los parámetros se detallan en la tabla 9.

Tabla 9**Datos Bomba centrífuga 3450 rpm en cavitación**

Bomba centrífuga 3450 rpm	
Caudal (Q)	46,6 GPM
Presión de succión (Ps)	- 0,1 bares
Presión de descarga (Pd)	2,8 psi
Nivel del fluido (NR)	66,4 cm
Altura (m.c.a)	2,9 m.c.a

- **Velocidad del fluido en la tubería de 2 pulgadas.**

$$v_1 = \frac{Q}{A_1}$$

$$v_1 = \frac{0,002938 \frac{m^3}{s}}{2,0268 \times 10^{-3} m^2}$$

$$v_1 = 1,45 m/s$$

- **Velocidad del fluido en la tubería de 1½ pulgadas.**

$$v_2 = \frac{Q}{A_2}$$

$$v_2 = \frac{0,002938 \frac{m^3}{s}}{1,14009 \times 10^{-3} m^2}$$

$$v_2 = 2,57 m/s$$

- **Número de Reynolds (NR) en la tubería de 2 pulgadas.**

$$N_{R1} = \frac{v_1 * D_1}{\nu}$$

$$N_{R1} = \frac{1,45 * 0,0508}{1,072 \times 10^{-6}}$$

$$N_R = 68\,713,36$$

$$N_R < 2000, \quad \text{el fluido es laminar.}$$

$$N_R > 4000, \quad \text{el fluido es turbulento}$$

$$68\,713,36 > 4000, \quad \text{el fluido es turbulento.}$$

- **Número de Reynolds (NR) en la tubería de 1½ pulgadas.**

$$N_{R2} = \frac{v_2 * D_2}{\nu}$$

$$N_{R2} = \frac{2,57 * 0,0381}{1,072 \times 10^{-6}}$$

$$N_{R2} = 91\,616,61$$

$$91\,616,61 > 4000, \quad \text{el fluido es turbulento.}$$

- **Factor de fricción (f) en la tubería de 2 pulgadas.**

$$f_1 = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \left(\frac{D_1}{\varepsilon} \right)} + \frac{5,74}{N_{R1}^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f_1 = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \left(\frac{0,0508}{3 \times 10^{-7}} \right)} + \frac{5,74}{68\,713,36^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f_1 = 0,019$$

- **Factor de fricción (f) en la tubería de $1\frac{1}{2}$ pulgadas.**

$$f_2 = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \left(D_2 / \varepsilon \right)} + \frac{5,74}{N_{R2}^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f_2 = \frac{0,25}{\left[\log \left(\frac{1}{3,7 \left(0,0381 / 3 \times 10^{-7} \right)} + \frac{5,74}{91\,616,61^{0,9}} \right) \right]^2}$$

$$f_2 = 0,018$$

- **Pérdidas primarias o mayores en la tubería de succión de 2 pulgadas debido a fricción (h_{LP1}).**

$$h_{LP1} = f_1 \times \frac{L}{D_1} \times \frac{v_1^2}{2g}$$

$$h_{LP1} = 0,019 \times \frac{1,119 \text{ m}}{0,0508 \text{ m}} \times \frac{(1,45 \text{ m/s})^2}{2(9,8 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{LP1} = 0,044 \text{ m}$$

- **Pérdidas primarias o mayores en la tubería de succión de $1\frac{1}{2}$ pulgadas debido a fricción (h_{LP2}).**

$$h_{LP2} = f_2 \times \frac{L}{D_2} \times \frac{v_2^2}{2g}$$

$$h_{LP2} = 0,018 \times \frac{0,101 \text{ m}}{0,0381 \text{ m}} \times \frac{(2,57 \text{ m/s})^2}{2(9,8 \text{ m/s}^2)}$$

$$h_{LP2} = 0,016 \text{ m}$$

- **Pérdidas primarias totales debido a fricción (h_{LPT}).**

$$h_{LPT} = h_{LP1} + h_{LP2}$$

$$h_{LPT} = 0,044 + 0,016$$

$$h_{LPT} = 0,06 \text{ m}$$

- Pérdidas secundarias en accesorios por fricción (h_{LS}).
- Área del tramo de la contracción súbita.

$$A_2 = \frac{\pi D_2^2}{4}$$

$$A_2 = \frac{\pi(0,0381)^2}{4}$$

$$A_2 = 1,14 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

- Velocidad del fluido en la contracción súbita.

$$v_2 = \frac{Q}{A_2}$$

$$v_2 = \frac{0,002938 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1,14 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$v_2 = 2,57 \text{ m/s}$$

- Relación de diámetros por contracción súbita.

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{0,0508}{0,0381} = 1,33$$

Para hallar el coeficiente de resistencia (K), se interpola los valores de la tabla 10 y se obtiene un valor de K para una relación de diámetros de 1,33 y una velocidad de 2,57 m/s, datos extraídos del Anexo E1.

$$y = y_0 + \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} (x - x_0)$$

$$k = 0,07 + \frac{0,17 - 0,07}{1,4 - 1,2} (1,33 - 1,2)$$

$$k = 0,14$$

Tabla 10 Coeficiente de fricción para contracción súbita en cavitación

$\frac{D_1}{D_2}$	Valor de K $v_2 = 2,57 \text{ m/s}$
1,2	0,07
1,33	0,14
1,4	0,17

Las pérdidas totales por accesorios (h_{LS}) en el circuito hidráulico cuando se trabaja en régimen de cavitación de la bomba centrífuga se detallan en la tabla 11, valores extraídos del Anexo E2 y E3.

Tabla 11 Detalle de accesorios circuito hidráulico en cavitación

Accesorio	Número de elementos	K	Total
Válvula de bola DN 50 2" apertura 45°	1	30	30
Contracción Súbita	1	0,14	0,14
Uniones roscadas 2"	2	0,08	0,16
Uniones roscadas 1½"	1	0,08	0,08
Codo a 90° de radio largo	1	20 FT	20 FT
Té de paso ramal	1	60 FT	60 FT

$$h_{LS} = K \left(\frac{v^2}{2g} \right)$$

$$h_{LS} = (20FT + 60FT) \left(\frac{v^2}{2g} \right) + \left(0,14x \frac{1,45^2}{2(9,8)} \right) + \left(30x \frac{1,45^2}{2(9,8)} \right) + \left(0,16x \frac{1,45^2}{2(9,8)} \right) + \left(0,08x \frac{2,57^2}{2(9,8)} \right)$$

$$h_{LS} = 80 (0,019)x \frac{1,45^2}{2(9,8)} + 0,015 + 3,22 + 0,017 + 0,026$$

$$h_{LS} = 3,44 \text{ m}$$

- **Pérdidas totales (h_f).**

$$h_f = h_{LPT} + h_{LS}$$

$$h_f = 0,06 + 3,44$$

$$h_f = 3,50 \text{ m}$$

- **Carga de succión neta positiva disponible ($NPSH_{D2}$).**

$$NPSH_{D2} = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp} \text{ [m]}$$

$$NPSH_{D2} = 8,00 + 0,65 - 3,50 - 0,2161$$

$$NPSH_{D2} = 4,93 \text{ m}$$

- **Potencia de activación (P_{ac}).**

$$P_{ac} = \sqrt{3} * V * I * fp \quad [W];$$

$$P_{ac} = \sqrt{3} * 216 V * 2 A * 0,8 \quad [W]$$

$$P_{ac} = 598,59 W$$

$$P_{ac} = 0,80 HP$$

- **Potencia útil (P_{ut}).**

$$P_{ut} = \gamma * H * Q$$

$$P_{ut} = \left(9,798 \frac{KN}{m^3}\right) * (2,9 m) * \left(0,002938 \frac{m^3}{s}\right)$$

$$P_{ut} = 83,50 W$$

$$P_{ut} = 0,11 HP$$

- **Eficiencia de la bomba (E_b).**

$$E_b(\%) = \frac{\text{Potencia útil } (P_{ut})}{\text{Potencia de activación } (P_{ac})}$$

$$E_b(\%) = \frac{0,11 HP}{0,80 HP} * 100\%$$

$$E_b(\%) = 13,96 \%$$

- **Toma de datos Bomba centrífuga 3450 rpm en régimen de cavitación.**

Los datos se obtienen al poner al sistema de bombeo a trabajar en régimen de cavitación, los parámetros se detallan en la tabla 12.

Tabla 12

Datos experimentales bomba centrífuga en de cavitación 3450 rpm

Q GPM	Q m ³ /h	TDH m.c.a	PRESIÓN DE DESCARGA (KPa)	POT. ÚTIL HP	POT. DE ENTRADA A LA BOMBA HP	EFICIENCIA (%)
0,00	0,00	17	118,59	0,00	0,12	0,00
9,86	2,24	16,9	115,14	0,14	0,52	26,49
19,71	4,48	16,5	113,76	0,27	0,56	48,00
29,57	6,72	15,3	106,18	0,38	0,58	64,47

CONTINÚA 

39,43	8,95	10,2	91,70	0,33	0,64	51,94
46,6	10,58	2,9	19,31	0,11	0,80	13,96
49,29	11,19	2,5	17,24	0,10	0,88	11,57
59,14	13,43	2,1	13,79	0,10	0,96	10,69

3.2.3 Obtención de $NPSH_{R1}$ de una bomba centrífuga Goulds-3742 a 3500 rpm.

Se selecciona la curva número 4 del Anexo H de un modelo Goulds 3742, donde sus valores de caudal, $NPSH_R$, se muestran en la tabla 13.

Tabla 13
Datos característicos bomba centrífuga Goulds 3500 rpm

Q (GPM)	Q (m ³ /h)	$NPSH_R$ (m)
0	0,00	0,91
10	2,27	1,22
20	4,54	1,68
30	6,81	2,59
40	9,08	2,74
50	11,36	5,18
60	13,63	4,21
70	15,90	4,37
80	18,17	7,47
84	19,08	9,75

El valor de $NPSH_R$ a velocidad de 3500 rpm se obtiene interpolando valores entre 70 GPM Y 80 GPM a partir de los datos de la tabla 13, porque el caudal es de 77,9 GPM a 3450 rpm, cuando trabaja bajo condición normal

- **Valor de $NPSH_R$ a 77,9 GPM y 3500 rpm.**

$$y = y_0 + \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0} (x - x_0)$$

$$NPSH_R = 4,37 \text{ m} + \frac{7,47 \text{ m} - 4,37 \text{ m}}{80 \text{ GPM} - 70 \text{ GPM}} (77,9 - 70) \text{ GPM}$$

$$NPSH_R = 6,82 \text{ m}$$

- **Aplicación de leyes de afinidad para determinar el valor de $NPSH_{R1}$ a una velocidad de 3450 rpm y 77,9 GPM.**

$$NPSH_{R1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 * (NPSH_R)$$

$$NPSH_{R1} = \left(\frac{3450 \text{ rpm}}{3500 \text{ rpm}} \right)^2 * (6,82 \text{ m})$$

$$NPSH_{R1} = 6,62 \text{ m}$$

3.3 Aplicación de Técnicas de Dinámica de Fluido Computacional (CFD).

3.3.1 Descripción de las variables del módulo en condiciones normales.

El análisis se centra en el impulsor, órgano principal del sistema de bombeo; dada las características técnicas del mismo se sabe que es cerrado, pero el número de álabes es difícil predecir en vista a la hermeticidad de su estructura para poder acceder al mismo, el impulsor se designará con el número de 8 álabes por datos de características técnicas de bombas de similares parámetros y por la forma del ventilador que se observa en la figura 51 que es propio de la bomba centrífuga.



Figura 51 Ventilador bomba centrífuga

Los parámetros que se ingresará en ANSYS, para la simulación se detallan en la tabla 14.

Tabla 14
Variables de simulación

Descripción	Característica
Velocidad angular	3450 rpm
Impulsor	8 álabes
Velocidad de entrada	4,31 m/s (3.2.1 Análisis de balance energético)
Presión de descarga	42,75 KPa

3.3.2 Análisis mediante CFD en régimen de operación normal.

El diseño del impulsor es un punto primordial dentro del análisis CFD, un buen desarrollo del impulsor y mallado adecuado permitirá la convergencia cercana a las soluciones. Para desarrollar el diseño del impulsor nos basamos en los datos característicos de un impulsor de igual similitud **figura 52 (a)**, los datos se ingresan en el módulo VISTA CPD **figura 52 (b)**, el cual emplea un enfoque 1D para el diseño preliminar de bombas centrífugas, permite generar un diseño optimizado del impulsor antes de que el mismo pase a una geometría 3D y posterior a un análisis CFD **figura 52 (c)**.

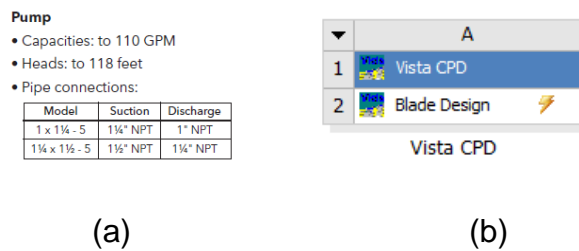


Figura 52 Diseño 1D impulsor bomba centrífuga

Para obtener la vista del impulsor en 3D apoyamos nuestro modelo 1D a través de BladeGen, la figura 53 (a) muestra la creación del módulo BladeGen dando click derecho en BladeDesign. Una vez ingresado en BladeGen podemos observar en la figura 53 (b) al impulsor en su geometría 1D y en la figura 53 (c) en vista 3D.

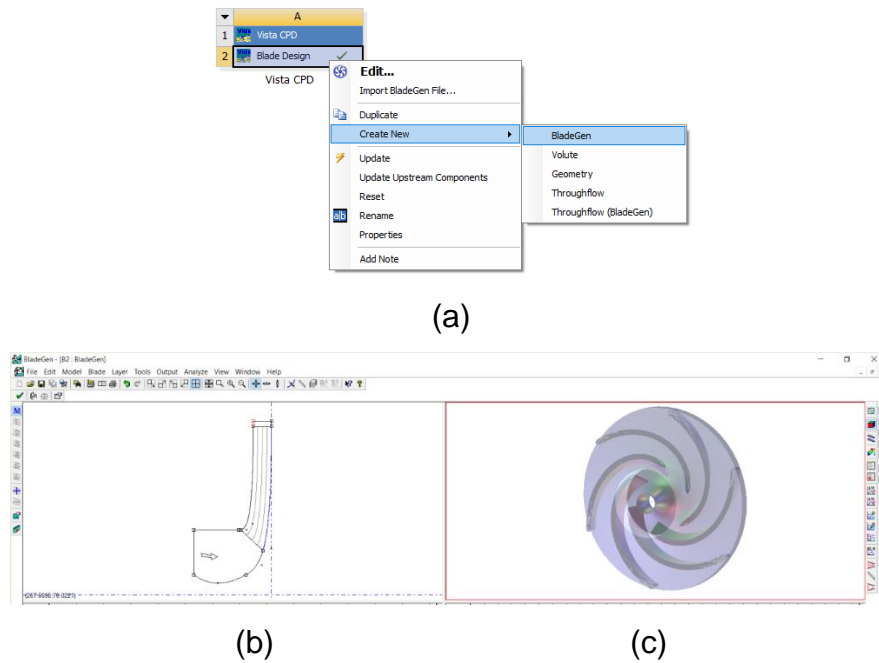


Figura 53 Vista 3D impulsor bomba centrifuga

Para realizar un mallado adecuado para análisis CFD se recomienda usar TurboGrid que es una poderosa herramienta que usa mallas hexaédricas de alta calidad para permitir una convergencia alta en la búsqueda de soluciones. Transferimos el modelo 3D hacia el módulo TurboGrid como se lo muestra en la figura 54.



Figura 54 Ingreso del módulo TurboGrid

Al ingresar al módulo TurboGrid por defecto muestra una malla de un solo álabe del impulsor (figura 55), el cual deberá ser ajustado de acuerdo al factor

de mallado que dependerá del tamaño de la malla, a mayor factor de malla las celdas son más pequeñas y a menor factor de malla se mostrará celdas de tamaño mayor.

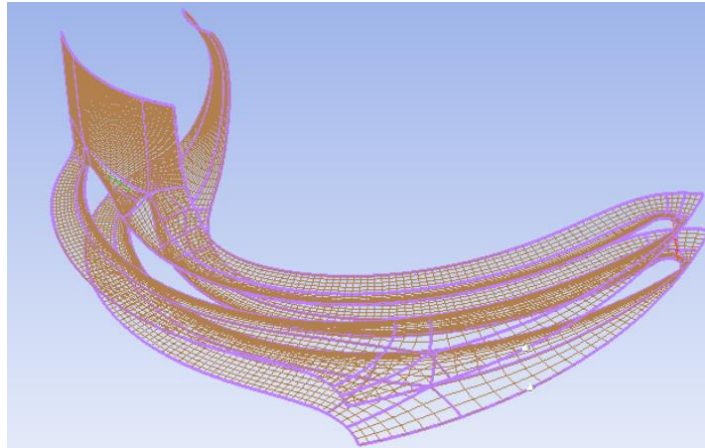


Figura 55 Mallado por defecto TurboGrid

Como criterio de ingeniería se aplica un factor de malla 1 como se observa en la figura 56, los demás factores son propios del diseño de malla en TurboGrid.

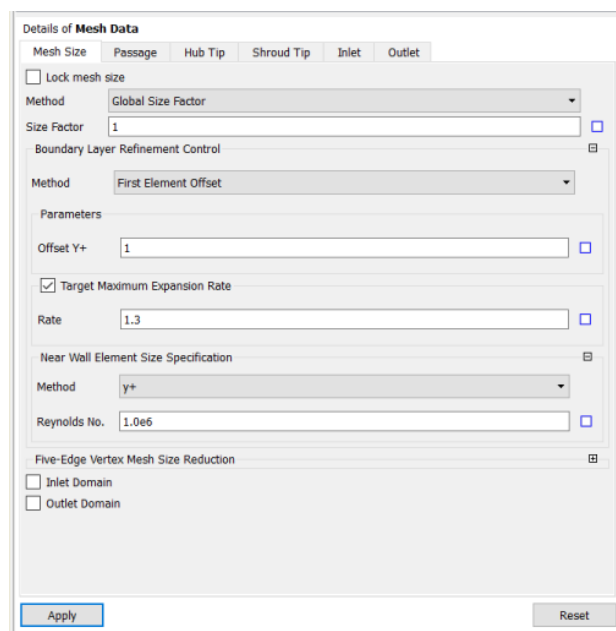


Figura 56 Detalles de mallado

Una vez aplicado el factor de malla se observa cada una de las zonas del impulsor y se verifica que existe una uniformidad en la malla en todas sus zonas, los detalles de la malla se observan en la figura 57.

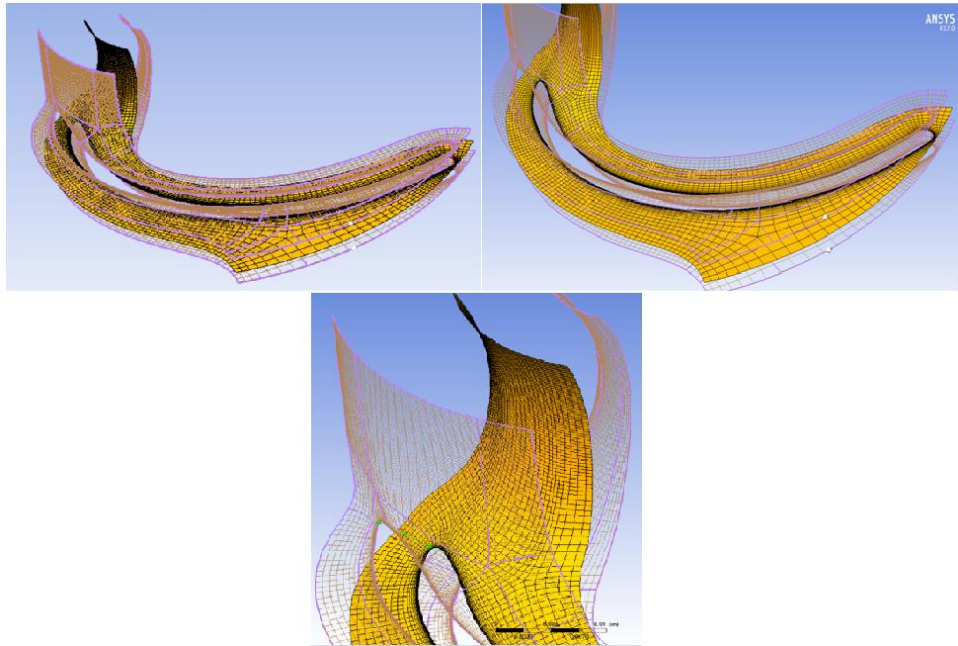


Figura 57 Detalles de mallado

Para proceder al análisis CFD se ingresa el módulo CFX que se observa en la figura 58, a la pantalla principal de trabajo Ansys Workbench y se carga la geometría 3D mallada que se generó a través de TurboGrid.

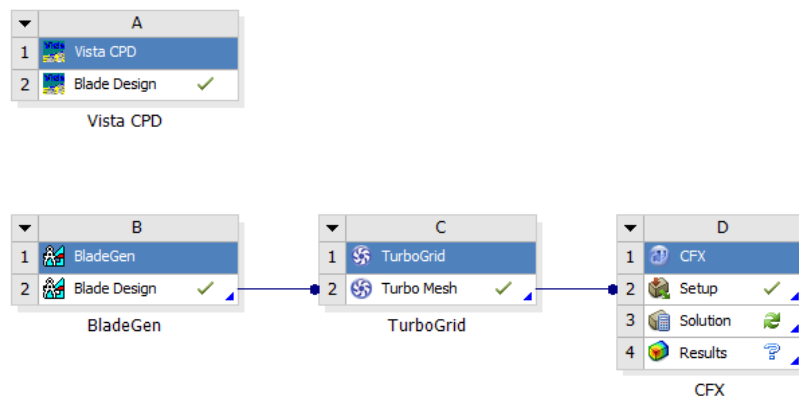


Figura 58 Ingreso módulo CFX para análisis CFD

En la pestaña de Setup (figura 58), dar click derecho y presionar en Edit para ingresar a la ventana de configuración principal, donde ya se encuentra la geometría 3D del álabe del impulsor de la bomba centrífuga.

La figura 59 muestra la pantalla principal de trabajo a través de la pestaña Tool que se selecciona para ingresar las características de funcionamiento del impulsor.

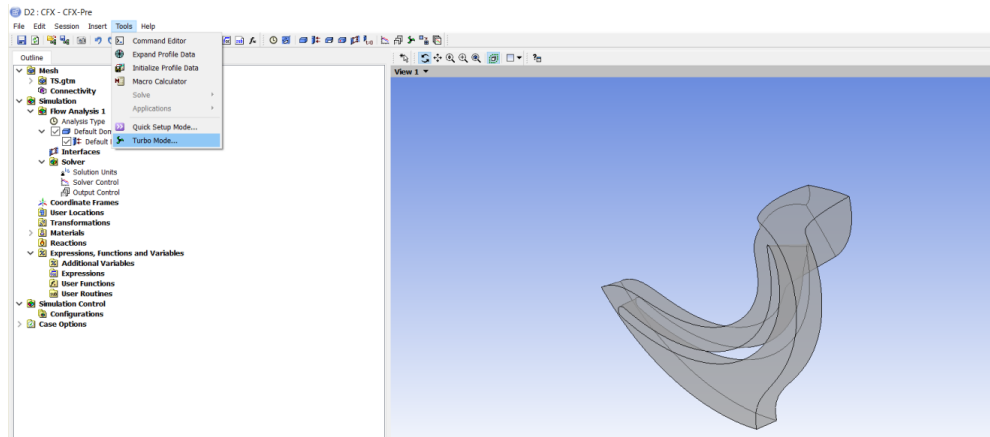
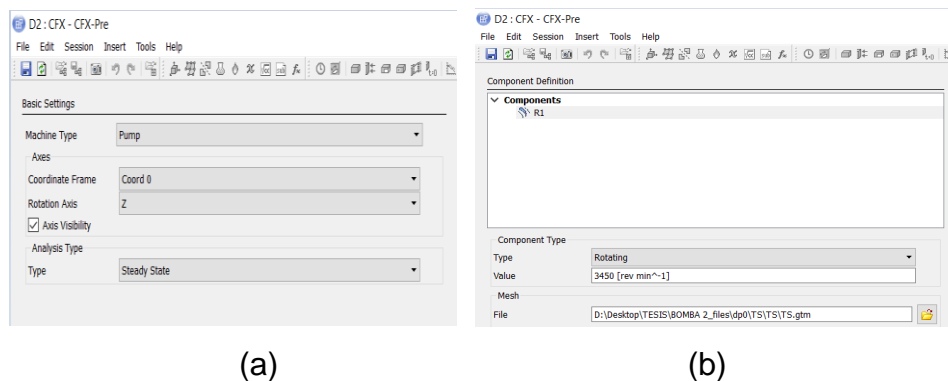


Figura 59 Configuración de la ventana principal

- **CONFIGURACIÓN DE DOMINIO, CONDICIONES DE BORDE Y CRITERIOS DE CONVERGENCIA.**

La configuración de dominio predeterminado mostrado en la figura 60(a), especifica que el impulsor pertenece a una bomba centrífuga (pump), los detalles de dominio de velocidad angular del impulsor mostrados en la figura 60 (b) es de 3450 RPM y gira sobre el eje Z.



(a)

(b)

Figura 60 Configuración dominio predeterminado

- **CONFIGURAMOS EL MODELO DEL FLUIDO**

Se selecciona el modelo de turbulencia a Shear Strees Transport para representar predicciones altamente precisas del inicio y la cantidad de separación de flujo bajo gradientes de presión adversa mediante la inclusión de efectos de transporte en la formulación de la viscosidad de turbulencia, la figura 61 también muestra el ingreso de la temperatura del líquido con el cual se realizó los experimentos en el caso es de 18°C.

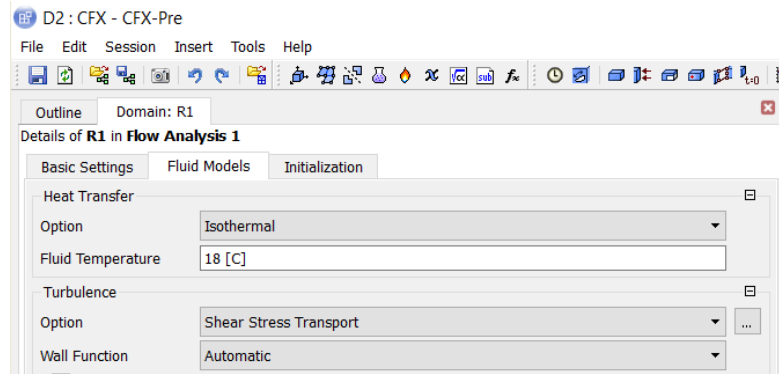


Figura 61 Configuración modelo de turbulencia

- **ESTABLECER LAS CONDICIONES DE BORDE**

Se crea las propiedades físicas y características conocidas de las superficies del dominio, a partir de las cual las ecuaciones de gobierno se resolverán.

CONDICION DE BORDE DE ENTRADA. – En la condición de borde de entrada (Inlet) de la figura 62, se elige la opción Normal Speed, es decir la velocidad con la que el fluido ingresa al impulsor de la bomba, cuyo valor es de 4,31 m/s, haciendo referencia a la velocidad del fluido calculada en la tubería de 1 $\frac{1}{2}$ " (v_2). Se determinó el índice de turbulencia de acuerdo con la siguiente ecuación establecida por ANSYS en función del número de Reynolds (NR_2).

$$I_{turb} = 0,16[NR_2]^{-\frac{1}{8}}$$

$$I_{turb} = 0,16[153\ 181,90]^{-\frac{1}{8}}$$

$$I_{turb} = 3,59$$

Se obtiene un valor de 3,59 %, llegando a ingresar un aproximado del 5% en el simulador.

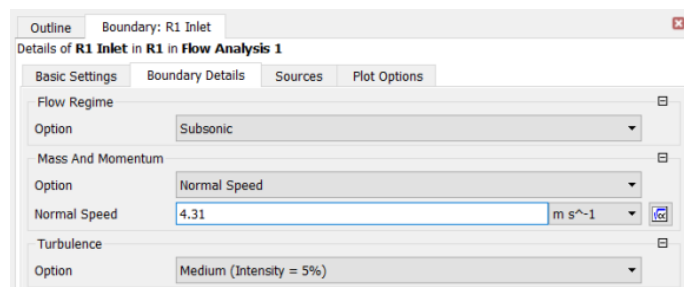


Figura 62 Condición de borde de entrada

CONDICION DE BORDE DE SALIDA. – Se crea la condición de borde de salida (Outlet), donde se deben especificar su parámetro de medida (figura 63); se selecciona la opción Static Pressure cuyo valor es la presión de descarga de 42,75 KPa a 77,9 GPM, dato extraído de la tabla 8.

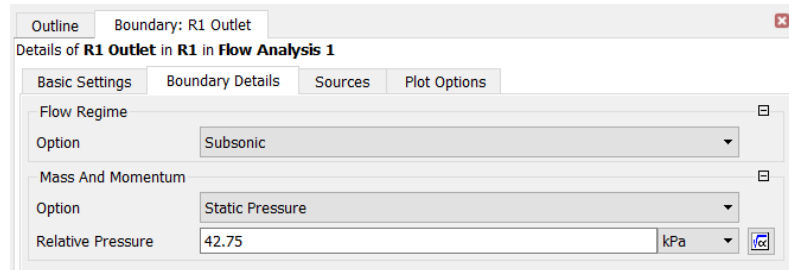


Figura 63 Condición de borde de salida

Las tres condiciones de borde que por defecto CFD proporciona son las paredes superiores e inferiores del impulsor y las paredes del álabe, zonas que también van a mostrar una distribución de presión cuando la solución haya sido encontrada.

La figura 64 muestra la condición de borde de los álabes que es de tipo estático o pared (Wall).

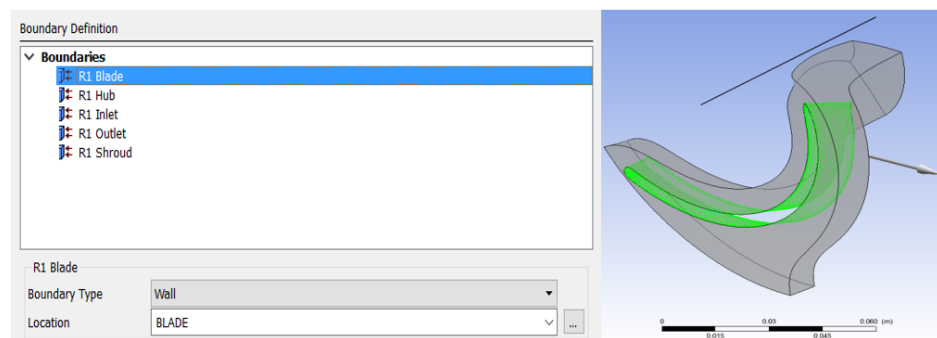
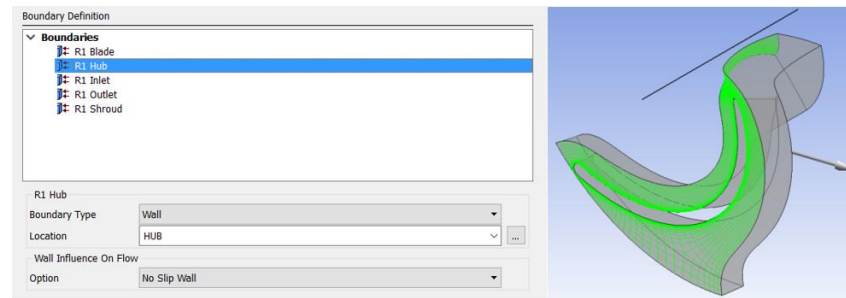
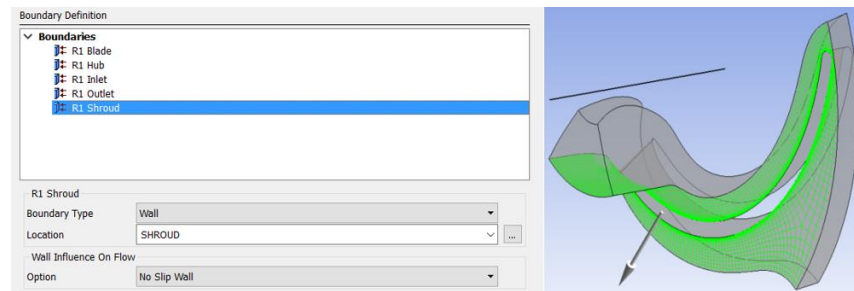


Figura 64 Condición de borde de los álabes

La figura 65 (a) y figura 65 (b), muestran la condición de borde superior e inferior (Hub-Shroud), las cuales son de tipo Wall que permitirán observar la distribución de presión y grado de severidad en cada zona.



(a) Hub

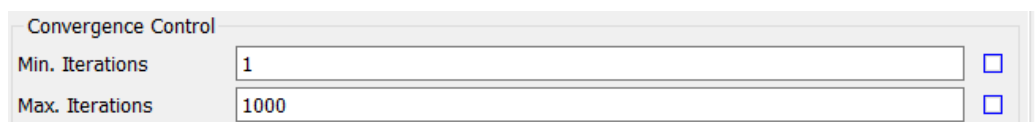


(b) Shroud

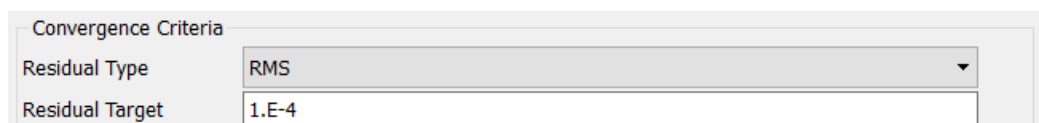
Figura 65 Condición de borde Hub-Shroud

- **CRITERIOS DE CONVERGENCIA**

El número de iteraciones (figura 66), será el primer criterio de convergencia, el “Solver” realizará para encontrar la solución numérica de las ecuaciones de gobierno (continuidad y momento), se establece a 1000 iteraciones.

**Figura 66 Número de iteraciones**

El segundo criterio de convergencia requiere una precisión de las líneas de flujo y contornos de presión, el valor RMS (figura 67), se precisa en $1e-4$ por ser un valor usado a nivel de ingeniería. (Montevideo Z., Duarte T., & Caraballo V., 2013)

**Figura 67 Segundo criterio de convergencia**

El tercer criterio de convergencia es “Timescale Control” (figura 68), el cual es el valor de la escala de tiempo que permite la resolución de las ecuaciones, se establece una relación de $1/\omega$ (Ω), donde ω es la velocidad angular (3450 RPM), transformada a radianes por segundos.

$$\Omega = 3450 \frac{rev}{min} * \frac{2\pi rad}{rev} * \frac{min}{60 seg}$$

$$\Omega = 361,28 rad/seg$$

$$Timescale = \frac{1}{\Omega}$$

$$Timescale = \frac{1}{361,28 rad/seg}$$

$$Timescale = 0,00276 seg$$

Timescale Control	Physical Timescale
Physical Timescale	0.00276 [s]

Figura 68 Tercer criterio de convergencia

El cuarto criterio de convergencia, es el “Conservation Target” (figura 69), el cual se establece para garantizar la veracidad de los resultados obtenidos y la conservación de las ecuaciones, se ingresa un valor de 1%.

<input checked="" type="checkbox"/> Conservation Target	
Value	0.01

Figura 69 Cuarto criterio de convergencia

- **CONVERGENCIA DE LA SIMULACIÓN**

La convergencia por el criterio de imbalances.- Se refiere al error porcentual que existe en la conservación de las ecuaciones de continuidad y momento entre la entrada y salida de flujo en el dominio (figura 70), es decir para que una simulación se realice correctamente el porcentaje ingresado en el cuarto criterio de convergencia (Conservation Target) debe ser de 1% o menor. (Montevideo Z., Duarte T., & Caraballo V., 2013)

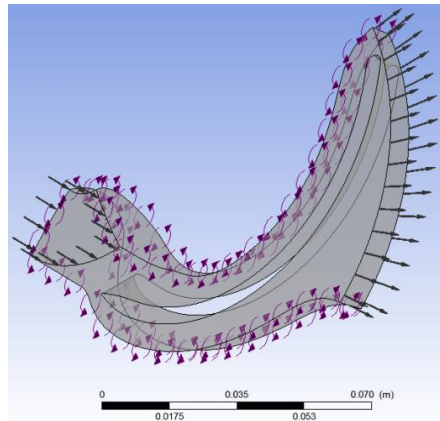


Figura 70 Impulsor bajo condiciones de borde

Se procede a la resolución mediante la convergencia de las Ecuaciones de Gobierno y Turbulencia. Se presenta la convergencia de las ecuaciones de masa, momento y turbulencia, cuando el criterio de convergencia RMS llegue a un valor de $1e-4$, además que Conservation Target llegue a 1 %; es decir que una vez que el “Solver” alcance ambos criterios de convergencia, la simulación culmina.

Para proceder a la simulación y obtener una mayor velocidad de procesamiento es necesario usar todos los núcleos del procesador mediante la opción Platform MPI Local Parallel, mostrados en la figura 71, con un número definido de 4 particiones

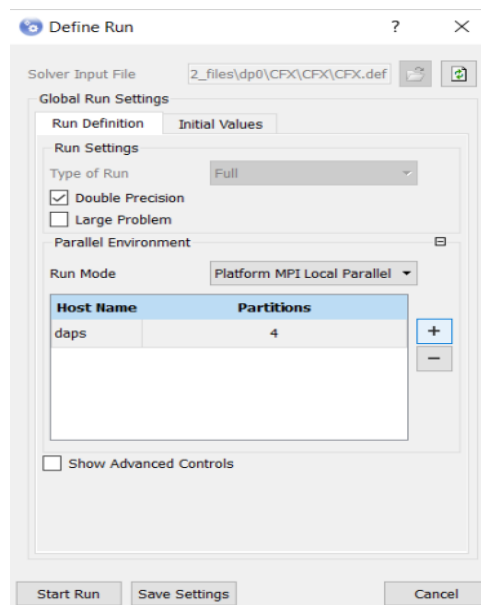


Figura 71 Parámetros de solución

- **Obtención de resultados y distribución de presión en la bomba centrífuga en régimen de operación normal.**

La simulación tiene convergencia en 37 iteraciones (figura 72), diríjase a Result y verifique las zonas donde se registran los niveles de presión a los cuales está sometido el impulsor.

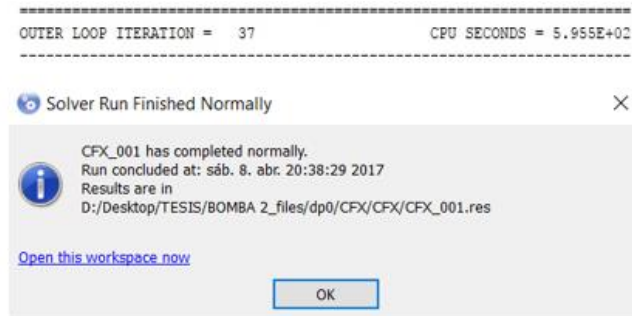


Figura 72 Resultados de convergencia

La calidad del mallado obtenido por el CFX solver, así como el mínimo y máximo valor para cada medida, se presenta en la figura 73, se muestra también el porcentaje de elementos de malla con rangos de valores buenos, aceptable o cuestionable.

Se incluye medidas de ortogonalidad, expansión y relación de aspecto, resumido en una apreciación de bueno “OK”, aceptable “ok” y un mallado discutible “!”.

Mesh Statistics											
Domain Name	Orthog. Angle			Exp. Factor			Aspect Ratio				
	Minimum [deg]			Maximum			Maximum				
R1	37.1 ok			5 ok			2197 OK				
	!	ok	OK	!	ok	OK	!	ok	OK		
R1	0	2	98	0	<1	100	0	0	100		

Figura 73 Estadísticas de mallado CFX Solver

En la tabla 15 se detallan el tipo y número de elementos que conforman el mallado.

El total del mallado detallado en la tabla 15 son hexaedros que representan el 100% y son recomendables en la simulación de fluidos, lo que

lleva a la siguiente conclusión que el factor de malla de 1 ingresado en TurboGrid fue el adecuado para llegar a la convergencia de las ecuaciones.

Tabla 15
Detalle de mallado

Total número de nodos	277 200
Total número de elementos	258 471
Total número de Hexaedros	258 471
Total número de caras	36 804

Para obtener el detalle de las soluciones ingresamos a Result y uno de los primeros detalles es la velocidad del fluido dentro del impulsor y su paso por los álabes.

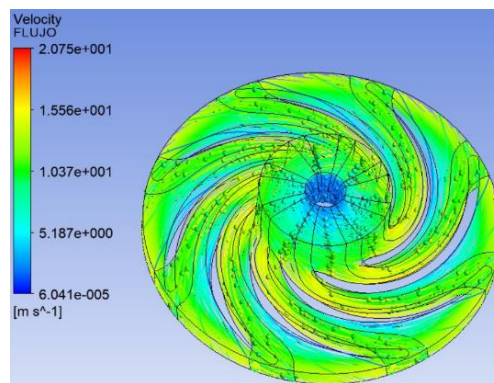
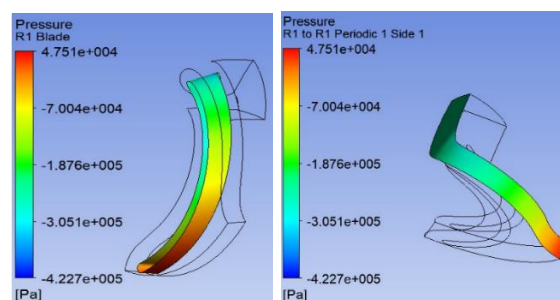


Figura 74 Velocidad del fluido

La figura 74 permite observar el comportamiento del fluido dentro del impulsor, una vez el fluido ingresa por la tubería de succión a velocidad de 4,31 m/s, toma un valor de 5,187 m/s en el ojo del impulsor y la velocidad que se presenta en la tajamar que es de 10,37 m/s.

La figura 75 presenta la distribución de presión en los álabes del impulsor en régimen de funcionamiento normal.



(a) álabe

(b) pared posterior

Figura 75 Distribución de presión

La distribución de presión en el álabe de la figura 75 (a) se presenta en la región superior interna cercana al ojo del impulsor con un valor de -305,1 KPa, en la parte media una presión de -70,04 KPa, en la figura 75 (b) se observa una distribución de presión de la cara externa de 47,51 KPa, éste último se aproxima a la condición de borde de salida que es de 42,75 KPa, generando un error del 10%, el cual no es tan despreciable, se lo considera aceptable en vista de que influye un factor importante como lo es la rugosidad de las paredes internas de la tubería.

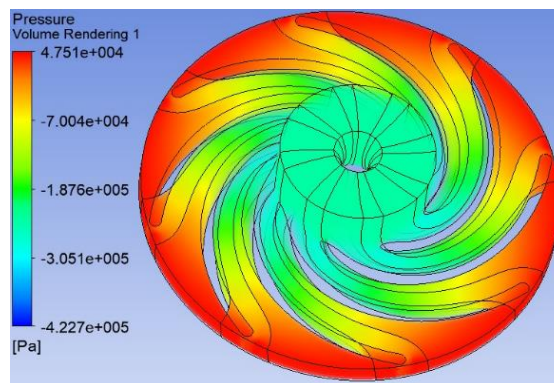


Figura 76 Distribución de presión en las caras superiores e inferiores

La distribución de presión en las caras tanto superiores como inferiores del impulsor (figura 76), presentan valores de -305,1 KPa en la zona cercana al ojo del impulsor, en su parte intermedia de -187,6 KPa, finalmente un valor de 47,51 KPa en las caras externas del impulsor, presiones que se encuentran muy alejadas de la presión de saturación del fluido por ende no hay indicios de presencia de cavitación.

3.3.3 Análisis mediante CFD en régimen de cavitación.

Para determinar el comportamiento del impulsor en cavitación, se tomó los datos del banco de pruebas estrangulando la válvula de bola ubicada en la tubería de succión (V1) a 45°, registrando un descenso de presión en la descarga.

En la pantalla principal de Ansys Workbench (figura 77), se duplica el proyecto del módulo y se procede a designarlo como CAVITACIÓN.

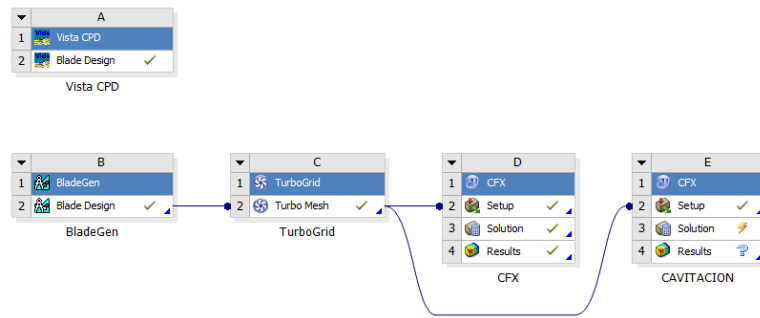
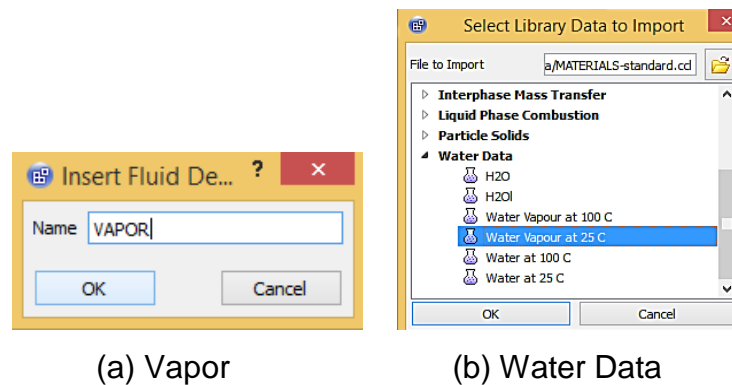


Figura 77 Creación del módulo de cavitación

Se ingresa a Setup del nuevo módulo mostrado en la figura 77, se ajusta los parámetros obtenidos del banco de pruebas. Creando el vapor de agua como se muestra en la figura 78 (a) y colocando las propiedades del mismo ingresando a Water Data detalladas en la figura 78 (b).



(a) Vapor

(b) Water Data

Figura 78 Creación del vapor de agua a 25°C

En el módulo de fluido se habilita el modelo homogéneo (figura 79), para establecer las condiciones de vapor y agua.

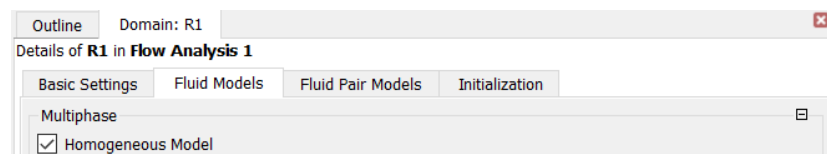
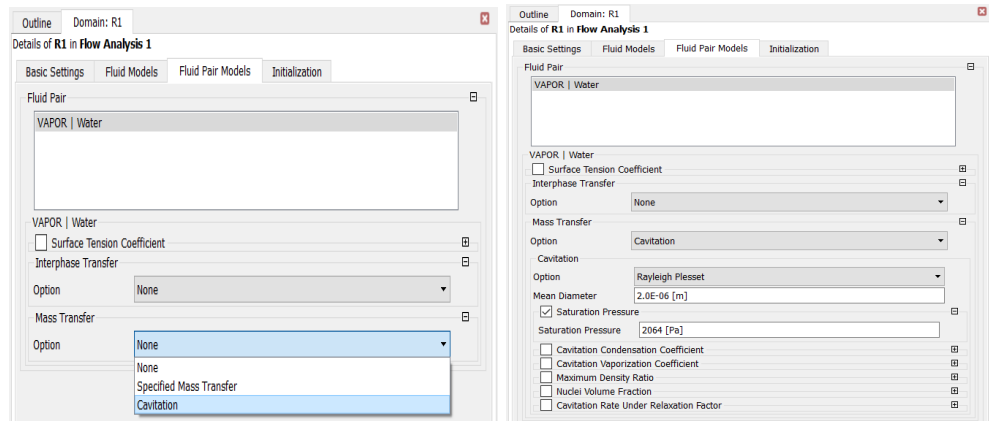


Figura 79 Fluid Models

Se habilita el modelo de cavitación como se muestra en la figura 80 (a), en la figura 80 (b) se ingresa la presión de saturación del fluido, en este caso el módulo registra un valor de temperatura de 18°C, por tal razón la presión de saturación es de 2064 Pa. (Anexo I)

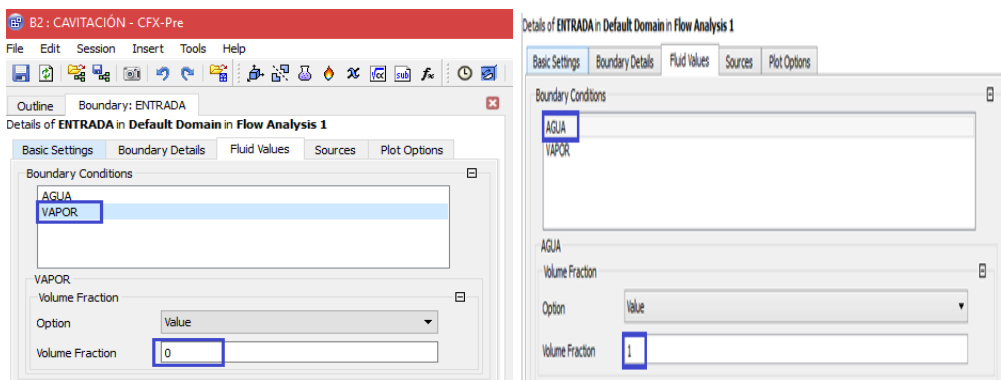


(a) Cavitación

(b) Presión de saturación

Figura 80 Configuración del módulo de cavitación

Se procede a la condición de borde en la entrada y se designa las variables en la figura 81 (a) el valor de “0” para vapor y en la figura 81 (b) de “1” para agua.



(a) Vapor

(b) Agua

Figura 81 Ajustes de agua y vapor

Se ajusta las condiciones de borde con los datos del módulo cuando trabaja en régimen de cavitación. En la condición de salida (figura 82), disminuye la presión de descarga a 19,31 KPa y 46,6 GPM. Dato obtenido de la tabla 12.

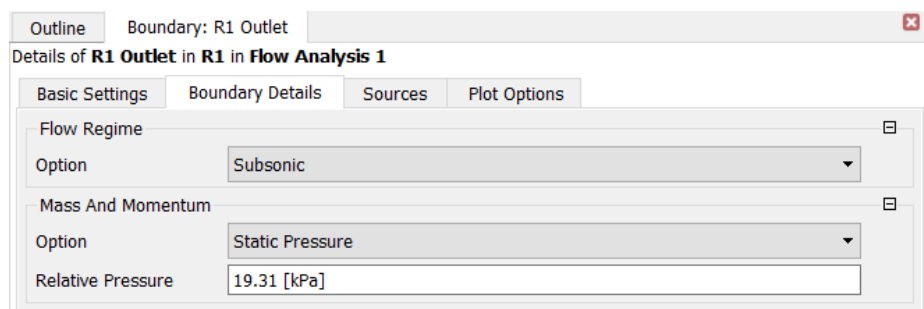


Figura 82 Caída de presión en la salida

- **Obtención de resultados y zonas afectadas en la bomba centrífuga en régimen de cavitación.**

Se procede a obtener las soluciones y determinar la presencia de vapor, zonas afectadas por efecto de la cavitación. La solución converge a las 107 iteraciones (figura 83).

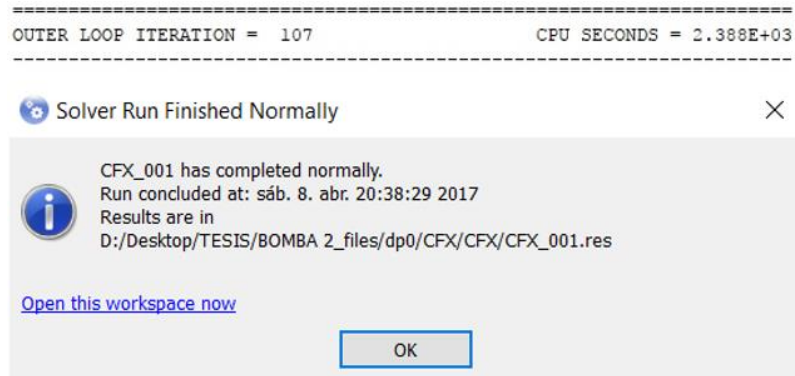


Figura 83 Convergencia de la solución de cavitación

La presencia del fenómeno de cavitación es evidente en las zonas de color azul, las paredes superiores de la figura 84 (a) permiten observar que las mismas están sometidas a presión de saturación 2064 Pa y dicha zona afecta de manera total al impulsor, se registra el paso del fluido de líquido a vapor y por ende la formación y la implosión de burbujas inician su paso dañino en el ojo del impulsor y va propagándose por todo el álabe (figura 84 (b)).

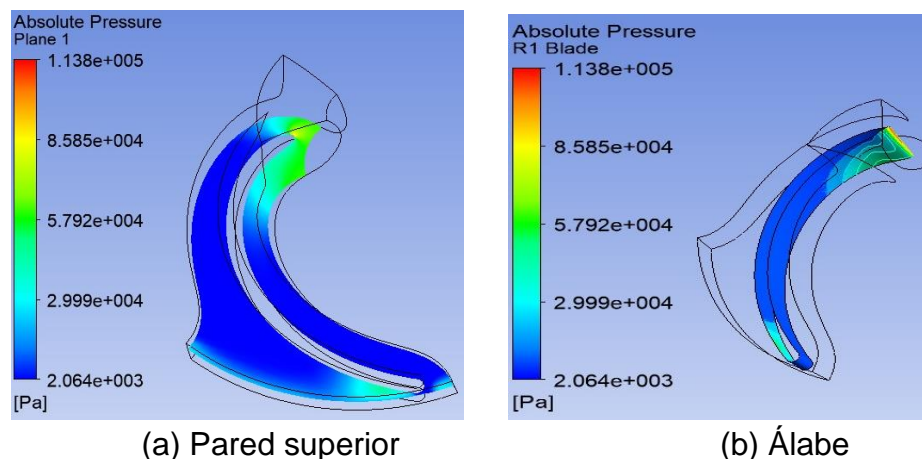
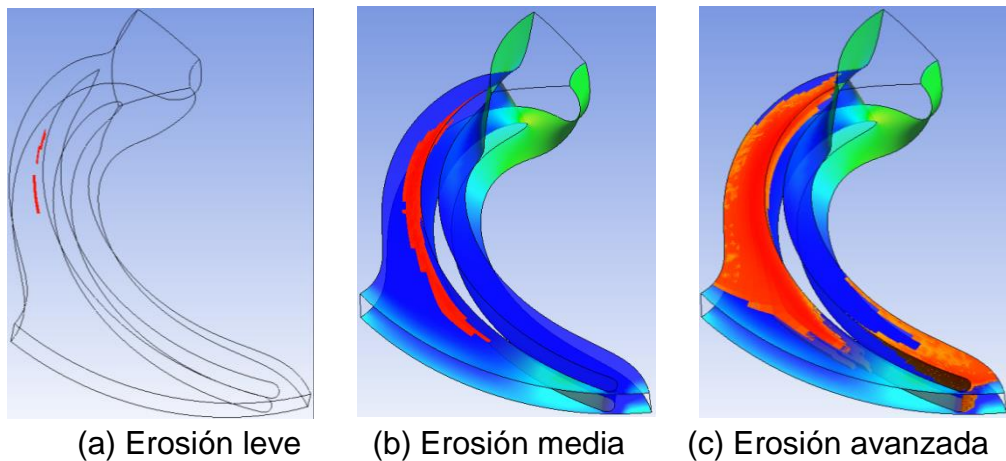


Figura 84 Distribución de presión en los álabes en régimen de cavitación

El tipo de cavitación que se presenta es de vacío en la tubería de succión y el consecuente daño empezará con la erosión de esta zona y se propagará por todo el álabe y paredes tanto superiores e inferiores del impulsor.



(a) Erosión leve (b) Erosión media (c) Erosión avanzada

Figura 85 Primera etapa de cavitación

La primera etapa de la cavitación se presenta con una leve picadura de color rojo en la zona cercana al ojo del impulsor, este fenómeno conocido como erosión leve (figura 85 (a)), empieza a desgastar el material del impulsor, al no realizar un mantenimiento del sistema el impulsor pasará a la segunda etapa detallada (figura 85 (b)), conocida como erosión media, donde el desgaste empieza a propagarse hacia la tajamar, formando picaduras a su paso; (figura 85 (c)), donde el escenario se mantiene creciente propagándose por el álabe y causando una erosión avanzada o conocido como daño total.

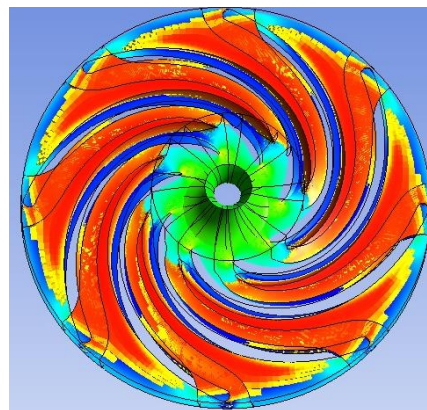


Figura 86 Gravedad en el impulsor por presencia de cavitación

Después de pasar por los tres momentos mencionados: erosión leve, media y avanzada, los problemas son más severos ya que el fenómeno ataca no solo a un álabe sino a todo el conjunto de álabes como se observa en la figura 86, mientras el problema empeora o no se lleva a cabo un mantenimiento adecuado las consecuencias van hacer más evidentes, los colores rojos en los álabes del impulsor muestran el grado de severidad que va a sufrir el impulsor.

3.4 Observación del fenómeno.

La presencia de pequeñas burbujas en el tanque de descarga es un factor determinante para llegar a saber si el sistema de bombeo trabaja en cavitación o se encuentra en condiciones óptimas.

La primera instancia es trabajar en condiciones normales para lo cual el tanque de descarga (figura 87) muestra que el fluido no presenta la formación de burbujas.



Figura 87 Tanque de descarga en condiciones normales

La presencia del fenómeno de cavitación se produce porque existe un alto vacío en la tubería de succión, lo que conlleva a la formación de burbujas en el tanque de descarga, (figura 88).



Figura 88 Tanque de descarga bajo régimen de cavitación

3.5 Análisis y aplicación vibracional.

3.5.1 Análisis matemático de frecuencias críticas en ejes.

Las características del sistema se establecen con los parámetros de masa del eje (m), longitud (L), diámetro (D), masa del rotor (M), módulo de elasticidad E y momento polar de Inercia (I), dichas propiedades se detallan en la tabla 16.

El valor del módulo de elasticidad obedece a las propiedades del acero AISI/SAE 1045, muy comúnmente utilizado en el diseño de ejes. El momento polar de inercia (I) se lo obtiene a partir de la ecuación 45.

$$I = \frac{\pi D^4}{32} \quad \text{EC. 45}$$

$$I = \frac{\pi(0,013m)^4}{32}$$

$$I = 2,803 * 10^{-9}m^4$$

El estudio de (Mora Martinez, 2013), permite tener una idea globalizada de la masa tanto del eje como del rotor desde el punto de vista del diseño de elementos mecánicos.

Tabla 16
Variables del sistema

Variable	Magnitud
Longitud (L)	0,218 m
Diámetro (D)	0,013 m
Módulo de Elasticidad (E)	207 GPa
Momento polar de Inercia (I)	$2,803 * 10^{-9} m^4$
Masa del eje (m)	1,5 Kg
Masa del rotor (M)	1,23 Kg

Con los antecedentes anteriores y aplicando la ecuación 42, se podrá calcular la frecuencia crítica del sistema.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{48(E)(I)}{\left(M + \frac{17}{35}(m)\right)(L)^3}} \quad \text{EC.42}$$

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{48(207GPa)(2,803 * 10^{-9}m^4)}{\left(1,23Kg + \frac{17}{35}(1,5 Kg)\right)(0,218)^3}}$$

$$f_n = 186,45 \text{ Hz (VALOR CALCULADO)}$$

Se realiza el análisis matemático previo para determinar que el sistema bajo condiciones normales de funcionamiento no presente vibraciones que provoque la resonancia del mismo, se establecerá una relación de comparación entre la frecuencia natural de 186,45 Hz y el que se obtendrá a partir del análisis modal de vibraciones a través del software Ansys 17.2.

3.5.2 Análisis modal-vibracional de frecuencias críticas mediante ANSYS.

El análisis modal-vibracional se realiza en el conjunto eje-rotor de la bomba centrífuga para obtener las velocidades críticas del mismo y verificar además el grado de vibración que produce dicha velocidad si llega a este nivel de frecuencia.

Preparar la geometría del conjunto eje-rotor (figura 89), donde las medidas se encuentran en mm, posterior a ello importarla en Ansys Workbench.

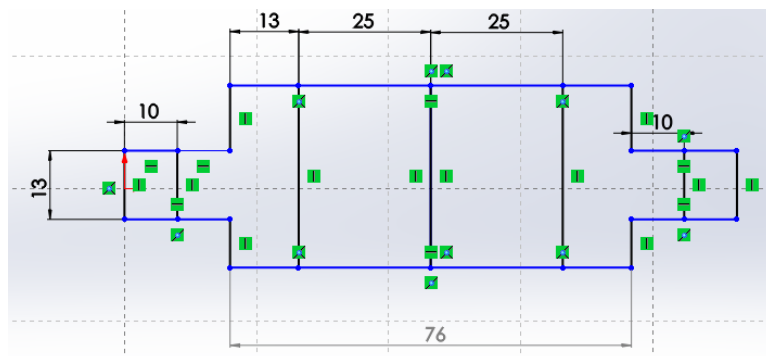


Figura 89 Medidas del rotor de bomba Goulds

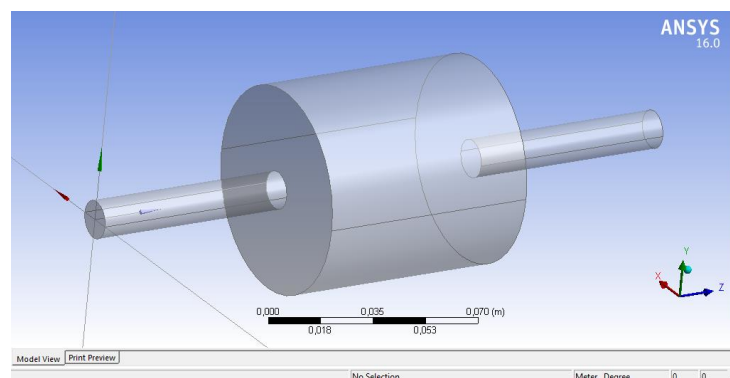


Figura 90 Rotor en Ansys

Ubicar la posición de los cortes y los rodamientos para incorporarlo dentro del modelo y permitir el mallado de los mismos. Seleccionar un nuevo plano

para ubicar los cortes y rodamientos de acuerdo a la figura 90. Para tener una clara idea de los puntos que se ubican en el modelo, referirse a la figura 91.

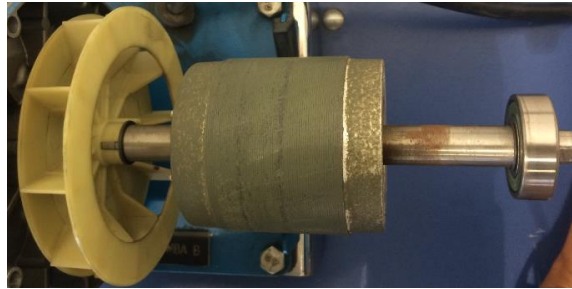


Figura 91 Rotor bomba Goulds

Realizar cada uno de los cortes como se muestra en la figura 92.

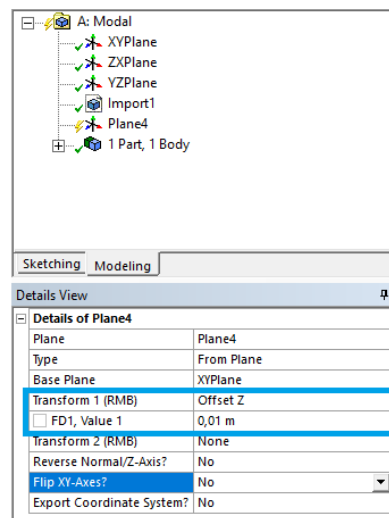


Figura 92 Puntos de corte y plano de referencia

Una vez determinado la ubicación de los puntos de corte y rodamientos el modelo toma forma como la figura 93.

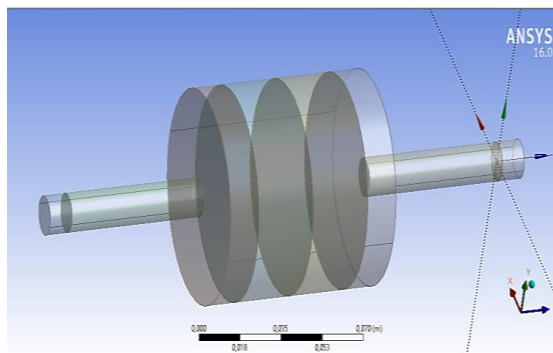


Figura 93 Rotor con puntos de corte y rodamientos

Para añadir los puntos de masa en cada corte y el momento de inercia en cada punto del rotor, regresar al panel principal del módulo e ingresar a MODEL (Figura 94).

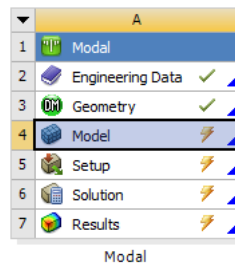


Figura 94 Módulo principal

En la figura 95 se crean los puntos de masa dando click derecho en geometry, posterior insertar Point Mass.

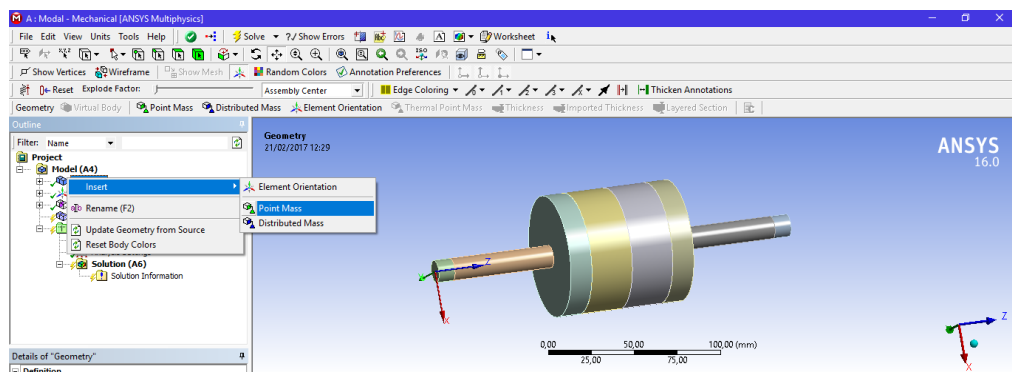


Figura 95 Puntos de masa

$$M_{eff} = M + \frac{17}{35}m$$

EC.41

Donde M es la masa del rotor y m es la masa del eje que son datos extraídos de la tabla 16.

$$M_{eff} = 1,23 \text{ Kg} + \frac{17}{35} (1,5 \text{ Kg})$$

$$M_{eff} = 1,95 \text{ Kg}$$

Colocar la masa y los momentos de inercia en cada región de corte, la masa del conjunto eje-rotor es de 1,95 Kg al aplicar la ecuación 41. Los puntos de masa en cada corte se los obtiene a partir de la relación de distancias de la figura 89 donde:

$$R1 = \frac{38 \text{ mm}}{13 \text{ mm}} = 2,92$$

$$R2 = \frac{38 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 1,52$$

La relación $R1=2,92$ de acuerdo a la figura 95, presenta dos regiones iguales, por ende, este punto de masa se lo divide para dos, mientras que la relación $R2=1,52$ es la parte media del conjunto eje-rotor, por tal razón no se distribuirá para dos puntos.

$$\text{Punto de masa 1} = \frac{M_{eff}}{R1 * 2}$$

$$\text{Punto de masa 1} = \frac{1,95 \text{ Kg}}{2,92 * 2}$$

$$\text{Punto de masa 1} = 0,33 \text{ Kg}$$

$$\text{Punto de masa 2} = \frac{M_{eff}}{R2}$$

$$\text{Punto de masa 2} = \frac{1,95 \text{ Kg}}{1,52}$$

$$\text{Punto de masa 2} = 1,28 \text{ Kg}$$

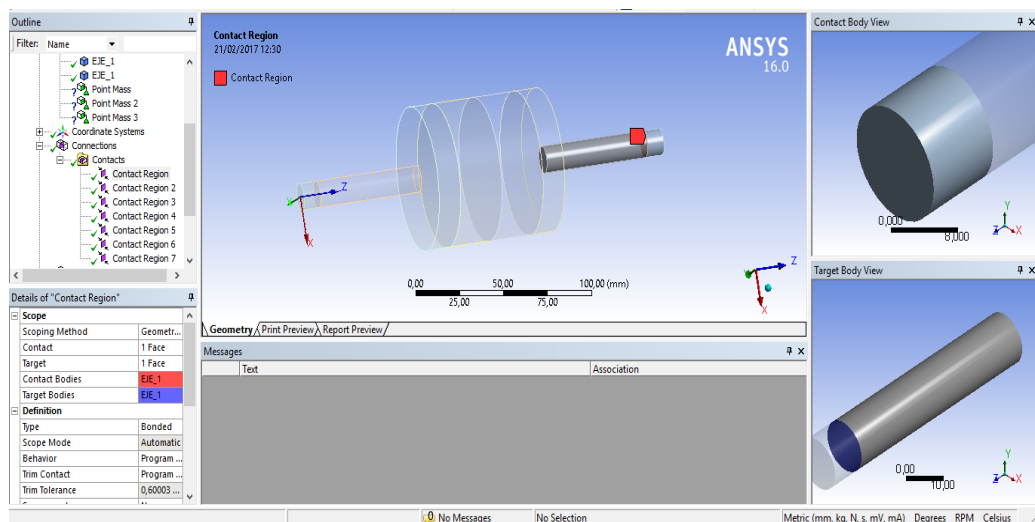


Figura 96 Puntos de contacto

Los momentos de inercia másico en cada sección de contacto de la figura 96 corresponden al aplicar la ecuación 46.

$$I_c = \frac{1}{4} MD^2$$

EC. 46

$$I_{c1} = \frac{1}{4} (0,33 \text{ Kg})(0,013 \text{ m})^2$$

$$I_{c1} = 1,39425 * 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{c1} = 13,94 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$I_{c2} = \frac{1}{4} (1,28 \text{ Kg})(0,013 \text{ m})^2$$

$$I_{c2} = 5,408 * 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{c2} = 54,08 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

En los puntos de masa creados se ingresa las propiedades de masa y momento de inercia a las secciones correspondientes, los puntos 1 y 2 de la figura 97 (a) tienen un valor de 13,94 Kg.mm² y el punto 3 de la figura 97 (b) un valor de 54,08 Kg.mm².

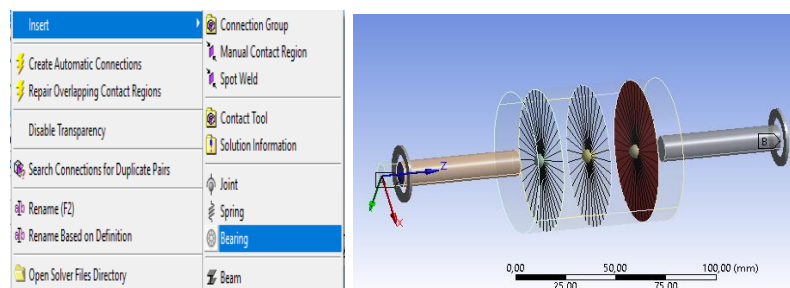
Details of "Point Mass"		Details of "Point Mass 2"	
Scope		Scope	
Scoping Method	Remote Point	Scoping Method	Remote Point
Applied By	Remote Attachment	Applied By	Remote Attachment
Remote Points	Point Mass - Remote Point	Remote Points	Point Mass 2 - Remote ...
Coordinate System	Global Coordinate System	Coordinate System	Global Coordinate Syst...
X Coordinate	5,5804e-017 mm	X Coordinate	5,107e-016 mm
Y Coordinate	8,358e-016 mm	Y Coordinate	-9,6764e-016 mm
Z Coordinate	84, mm	Z Coordinate	109, mm
Definition		Definition	
<input type="checkbox"/> Mass	0,33 kg	<input type="checkbox"/> Mass	1,28 kg
<input type="checkbox"/> Mass Moment of Inertia X	0, kg-mm ²	<input type="checkbox"/> Mass Moment of Inertia X	0, kg-mm ²
<input type="checkbox"/> Mass Moment of Inertia Y	0, kg-mm ²	<input type="checkbox"/> Mass Moment of Inertia Y	0, kg-mm ²
<input type="checkbox"/> Mass Moment of Inertia Z	13,94 kg-mm ²	<input type="checkbox"/> Mass Moment of Inertia Z	54,08 kg-mm ²

(a) Punto 1 y 2

(b) Punto 3

Figura 97 Puntos de masa y momentos de inercia

Como se indica en la figura 98 (a) dar click derecho en connections e insertar los rodamientos (Bearings), el diseño se lo visualiza detalladamente en la figura 98 (b).

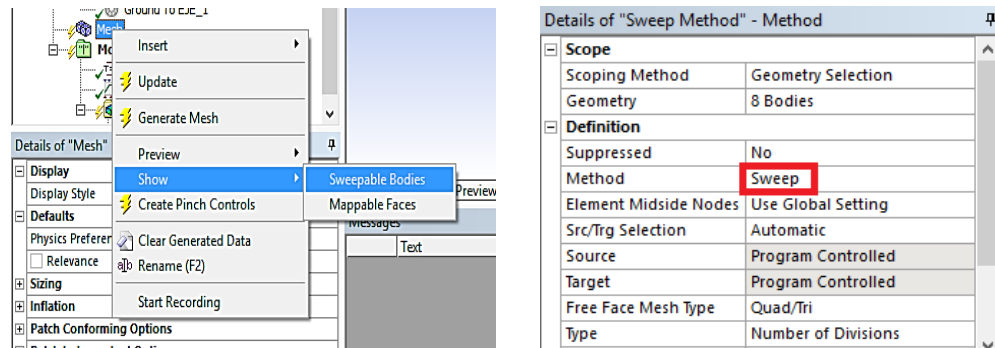


(a) Rodamientos

(b) Visualización de rodamientos

Figura 98 Creación de los rodamientos

Se procede como se muestra en la figura 99 (a) para establecer que el elemento a mallar es un conjunto completo, la figura 99 (b) permite el ingreso del método Sweep de mallado.

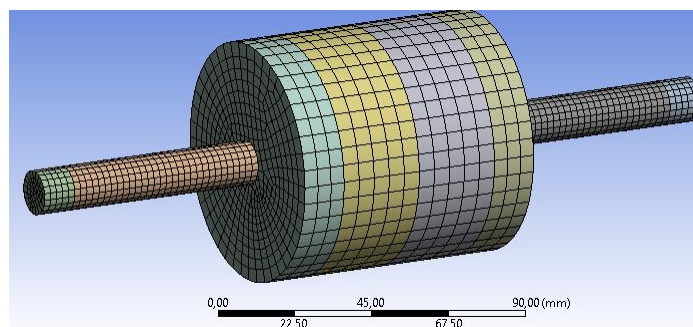


(a) Sweepable Bodies

(b) Method Sweep

Figura 99 Creación de mallado

Una vez creada la malla del conjunto eje-rotor como se observa en la figura 100.

**Figura 100 Malla generada en el conjunto eje-rotor**

Los valores promedio de calidad de mallado mediante el criterio de ortogonalidad de la figura 101 (a) y oblicuidad figura 101 (b).

Details of "Mesh"		Details of "Mesh"	
Physics Preference	Mechanical	Physics Preference	Mechanical
<input type="checkbox"/> Relevance	0	<input type="checkbox"/> Relevance	0
Shape Checking	Standard Mechanical	Shape Checking	Standard Mechanical
Element Midside Nodes	Program Controlled	Element Midside Nodes	Program Controlled
Sizing		Sizing	
Inflation		Inflation	
Advanced		Advanced	
Statistics		Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	48176	<input type="checkbox"/> Nodes	48176
<input type="checkbox"/> Elements	9920	<input type="checkbox"/> Elements	9920
Mesh Metric	Orthogonal Quality	Mesh Metric	Skewness
<input type="checkbox"/> Min	0,66918	<input type="checkbox"/> Min	2,5137e-002
<input type="checkbox"/> Max	0,99958	<input type="checkbox"/> Max	0,66374
<input type="checkbox"/> Average	0,98051	<input type="checkbox"/> Average	0,15391

(a) Ortogonalidad

(b) Oblicuidad

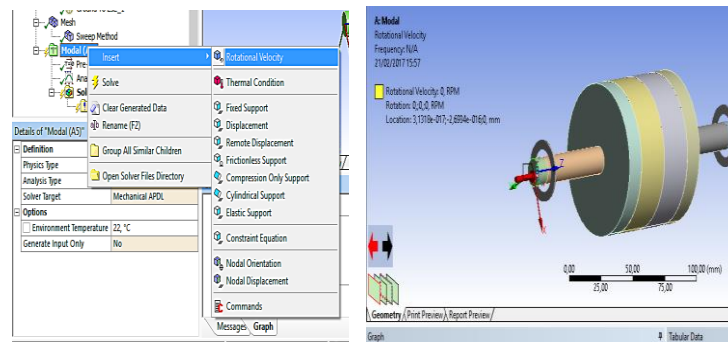
Figura 101 Calidad de mallado

Tabla 17
Parámetros de calidad de malla realizada

Parámetro	Recomendado por Software	Obtenido por simulación	Calidad de malla
Ortogonalidad	Promedio 1	Promedio 0,98	Excelente
Oblicuidad	Promedio 0	Promedio 0,15	Excelente

Con los valores idóneos de mallado de la tabla 17, se procede a trabajar y obtener soluciones cercanas a las obtenidas en el apartado **3.5.1**.

Definir la velocidad de rotación como se lo indica en la figura 102 (a), para el caso puntual el módulo de banco de pruebas permite seleccionar tres velocidades, por tal razón serán las tres las que se ingresan en el modelo a simular, el sentido de giro de la figura 102 (b) es antihorario.



(a) RPM

(b) Sentido de giro

Figura 102 Velocidad de rotación

En la figura 103 se muestra el diagrama de Campbell donde se registran dos velocidades críticas claramente marcadas por el triángulo de color rojo, la más visible en un valor de 11030 RPM.

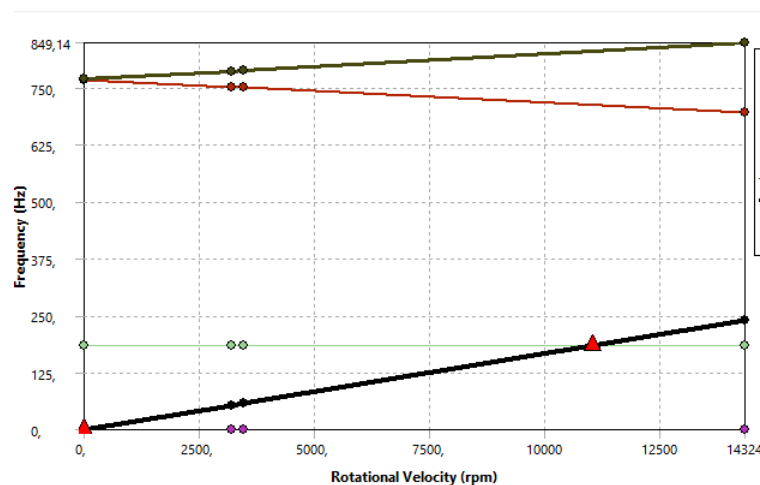


Figura 103 Diagrama de Campbell

En la figura 104 se observar que en el modo 3 y 4 existen dos velocidades críticas bien marcadas de 183,63 Hz y 183,83 Hz.

Mode	Whirl Direction	Mode Stability	Critical Speed	ω , rpm
1,	BW	STABLE	3,8458 rpm	6,4096e-002 Hz
2,	UNDETERMINED	UNSTABLE	0, rpm	0, Hz
3,	BW	STABLE	11018 rpm	183,63 Hz
4,	FW	STABLE	11030 rpm	183,83 Hz
5,	BW	STABLE	0, rpm	768,31 Hz

Figura 104 Cuadro de resultados diagrama de Campbell

$$error = \frac{VALOR\ CALCULADO - VALOR\ ANSYS}{VALOR\ CALCULADO} * 100\%$$

$$error = \frac{186,45\ Hz - 183,83\ Hz}{186,45\ Hz} * 100\%$$

$$error = 1,40\ \%$$

El porcentaje de error entre el valor calculado de frecuencia crítica de la sección **3.5.1** y la obtenida por medio del software Ansys 17.2 es de 1,40%; un error aceptable para el análisis por medio de métodos computacionales.

3.5.3 Adquisición de datos con el analizador de vibraciones IRD Balancing.

El analizador de vibraciones permite obtener los resultados de la severidad de vibración RMS en (mm/s).

Para ello se procede a configurar la cantidad de canales y el tipo de sensor accelerometer 100 mV/g, como se observa en la figura 105.

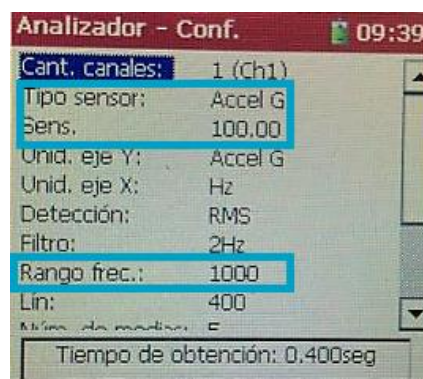


Figura 105 Configuración analizador IRD Balancing

- Los puntos de medida para determinar la severidad de la vibración deben ser: axial-figura 106 (a), radial-figura 106 (b) y horizontal-figura 106 (c).



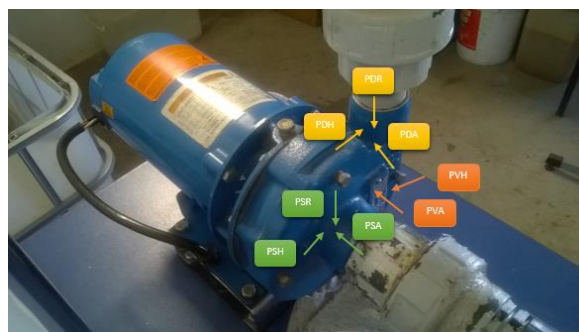
(a) Axial

(b) Horizontal

(c) Radial

Figura 106 Direcciones de medida

Los valores RMS de vibración de la bomba centrífuga, a velocidad de 3450 rpm, se registran de acuerdo a los puntos de la figura 107.

**Figura 107 Puntos de medición bomba centrífuga**

La tabla 18 muestra los datos de velocidad de vibración RMS de la bomba centrífuga cuando trabaja en régimen normal, registrando un valor máximo de 2,72 mm/s en el punto PSR (punto de succión dirección radial). En la sección de descarga de la bomba el punto de mayor incidencia de velocidad de vibración es de 2,56 mm/s en la dirección PDH (punto de descarga horizontal) y la sección de voluta el punto de mayor velocidad de vibración es de 1,55 mm/s en PVA (punto de la voluta dirección horizontal).

Tabla 18

Velocidad de vibración de la bomba antes de la cavitación.

PUNTO	Velocidad de vibración RMS (mm/s)
PSR	2,72
PSH	1,63
PSA	1,34
PDH	2,56

CONTINÚA



PDA	1,83
PDR	1,61
PVH	1,55
PVA	1,18

La tabla 19 muestra los datos de velocidad de vibración RMS de la bomba centrífuga cuando trabaja en régimen de cavitación, registrando un valor máximo de 4,34 mm/s en el punto PSR (punto de succión dirección radial), un valor máximo en descarga de 3,73 mm/s en el punto PDA (punto de descarga dirección axial) y en la sección de la voluta un valor máximo de 2,54 mm/s en PVA (punto de la voluta dirección axial).

Tabla 19
Velocidad de vibración de la bomba en cavitación.

PUNTO	Velocidad de vibración RMS (mm/s)
PSR	4,34
PSH	2,74
PSA	2,10
PDH	2,42
PDA	3,73
PDR	2,43
PVH	2,15
PVA	2,54

3.6 Datos estadísticos de los parámetros de rendimiento energético.

Entre los principales efectos del fenómeno de cavitación destaca su influencia en los parámetros de rendimiento energético como son la disminución de la altura de cabeza (TDH), disminución de la eficiencia, influencia sobre la potencia útil, vibraciones que causan daños mecánicos en la bomba centrífuga acortando su vida útil.

Los valores experimentales obtenidos antes y después del régimen de cavitación con respecto a la TDH se muestran en la tabla 20.

Tabla 20
Evaluación de datos de altura de impulsión (TDH)

Nº	CAUDAL (Q) m³/h	TDH ANTES (m.c.a)	TDH DESPUÉS (m.c.a)
1	0,00	17,90	17,00
2	2,24	17,90	16,90
3	4,48	17,80	16,50

CONTINÚA



4	6,72	17,50	15,30
5	8,95	17,20	10,20
6	10,58	16,84	2,90
7	11,19	16,70	2,50
8	13,43	15,10	2,10

La tabla 21 muestra los valores experimentales de la potencia de entrada o potencia activa obtenidos antes y después de la cavitación.

Tabla 21

Evaluación de datos de potencia de entrada (Pac)

Nº	CAUDAL (Q) m ³ /h	Pac_ANTES (HP)	Pac_DESPUÉS (HP)
1	0,00	0,12	0,12
2	2,24	0,52	0,52
3	4,48	0,59	0,56
4	6,72	0,63	0,58
5	8,95	0,70	0,64
6	10,58	0,82	0,80
7	11,19	0,87	0,88
8	13,43	1,00	0,96

La tabla 22 muestra los datos experimentales de la potencia útil obtenidos antes y después de estar en el régimen de cavitación.

Tabla 22

Evaluación de datos de potencia útil (Put)

Nº	CAUDAL (Q) m ³ /h	Put_ANTES (HP)	Put_DESPUÉS (HP)
1	0,00	0,00	0,00
2	2,24	0,15	0,14
3	4,48	0,29	0,27
4	6,72	0,43	0,38
5	8,95	0,56	0,33
6	10,58	0,65	0,11
7	11,19	0,68	0,10
8	13,43	0,74	0,10

La tabla 23 muestra los datos experimentales de la eficiencia obtenidos del módulo de sistema de bombeo antes y después de estar en el régimen de cavitación.

Tabla 23
Evaluación de datos de eficiencia (Eb)

Nº	CAUDAL (Q) m³/h	Eb_ ANTES (%)	Eb_ DESPUÉS (%)
1	0,00	0,00	0,00
2	2,24	28,31	26,49
3	4,48	49,45	48,00
4	6,72	67,88	64,47
5	8,95	80,83	51,94
6	10,58	78,79	13,96
7	11,19	78,03	11,57
8	13,43	73,91	10,69

CAPÍTULO IV

4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

4.1 Interpretación matemática de las causas de la cavitación en el ojo del impulsor.

El valor de $NPSH_{R1}$ obtenido en la sección 3.2.3 se lo analiza en base al criterio de (Mott, 2006), donde:

$$NPSH_{R2} = 1.10 * (NPSH_{R1})$$

$$NPSH_{R2} = 1.10 * (6,62 \text{ m})$$

$$NPSH_{R2} = 7,28 \text{ m}$$

Los datos de carga de succión neta disponible ($NPSH_{D1}$ y $NPSH_{D2}$), obtenidos en el apartado 3.2.1 y 3.2.2 se los analiza de acuerdo al criterio de (Mott, 2006), donde se deduce en lo siguiente:

Si $NPSH_D > NPSH_R$; *no existe cavitación.*

Por lo tanto: $NPSH_{D1} > NPSH_{R2}$

7,68 m > 7,28 m; **Estado 1 NORMAL**

Si $NPSH_D \leq NPSH_R$; *si existe cavitación.*

Por lo tanto: $NPSH_{D2} < NPSH_{R2}$

4,93 m < 7,28 m; **Estado 2 CAVITACIÓN**

Por ende, se concluye que la causa de la cavitación en el ojo del impulsor es producto que el $NPSH_D$ de la instalación se vuelve insuficiente por el aumento de pérdida de carga en la succión de la bomba centrífuga.

4.2 Evaluación de resultados obtenidos por el analizador de vibraciones IRD Balancing de acuerdo a la norma ISO 10816.

Los resultados obtenidos por el analizador de vibraciones tienen un tratamiento de acuerdo a la norma ISO 10816 (figura 108), la cual se encuentra vigente desde 1974, que clasifica la maquinaria de acuerdo a la

severidad de la vibración con velocidades de operación entre 600 y 12000 RPM.

VIBRATION SEVERITY PER ISO 10816					
Machine		Class I small machines	Class II medium machines	Class III large rigid foundation	Class IV large soft foundation
in/s	mm/s				
Vibration Velocity Vrms	0.01	0.28			
	0.02	0.45			
	0.03	0.71		good	
	0.04	1.12			
	0.07	1.80			
	0.11	2.80		satisfactory	
	0.18	4.50			
	0.28	7.10		unsatisfactory	
	0.44	11.2			
	0.70	18.0			
	0.71	28.0		unacceptable	
	1.10	45.0			

Figura 108 Rangos de severidad de vibración según la norma ISO 10816

En la tabla 24 la severidad de la vibración de la bomba antes de la cavitación muestra el resultado global (overall), obtenido por el analizador de vibraciones el cual es comparado con los datos de la figura 108.

Tabla 24

Severidad de la vibración bomba antes de la cavitación.

PUNTO	Velocidad de vibración RMS (mm/s)	SEVERIDAD DE LA VIBRACIÓN ISO 10816
PSR	2,72	INSATISFACTORIO
PSH	1,63	SATISFACTORIO
PSA	1,34	SATISFACTORIO
PDH	2,56	INSATISFACTORIO
PDA	1,83	SATISFACTORIO
PDR	1,61	SATISFACTORIO
PVH	1,55	SATISFACTORIO
PVA	1,18	SATISFACTORIO

Los resultados globales dan como máximo valor el punto PSR (punto de succión dirección radial) con un valor de 2,72 mm/s que se encuentra en un rango insatisfactorio, y 2,56 mm/s en PDH (punto de descarga horizontal) valor insatisfactorio, los cuales no afectan en mayor grado a la bomba centrífuga ya que existen 6 puntos con severidad de vibración satisfactoria demostrando que la bomba centrífuga se encuentra en óptimas condiciones.

En la tabla 25 muestra los datos RMS globales de medición de la bomba centrífuga en régimen de cavitación.

Tabla 25
Severidad de la vibración bomba después de la cavitación.

PUNTO	Velocidad de vibración RMS (mm/s)	SEVERIDAD DE LA VIBRACIÓN ISO 10816
PSR	4,34	INSATISFACTORIO
PSH	2,74	INSATISFACTORIO
PSA	2,10	INSATISFACTORIO
PDH	2,42	INSATISFACTORIO
PDA	3,77	INSATISFACTORIO
PDR	2,43	INSATISFACTORIO
PVH	2,15	INSATISFACTORIO
PVA	2,54	INSATISFACTORIO

Uno de los factores relevantes para calificar a la vibración como insatisfactoria o inaceptable es registrar un valor igual o mayor a 1,84 mm/s de acuerdo a la norma de la figura 108. En el punto PSR (punto de succión dirección radial) se registra un valor de 4,34 mm/s clasificándolo como insatisfactorio, esta medida determina cavitación en el ojo del impulsor.

4.3 Interpretación gráfica de los espectros de frecuencia de acuerdo al parámetro de paso de álabe (BPF).

Dentro del sistema de bombeo, la bomba centrífuga es la más susceptible a sufrir vibraciones. Como ya se ha explicado con anterioridad la cavitación es un efecto característico que nos indica el aumento en la amplitud de la vibración, la frecuencia de paso de álabes (BPF) es un parámetro que permite determinar de mejor manera las alteraciones vibratorias producto de la cavitación.

$$BPF = \frac{a * RPM}{60} [Hz] \quad \text{EC.45}$$

$$BPF = \frac{8 * 3450 \text{ rpm}}{60}$$

$$BPF = 460 \text{ Hz}$$

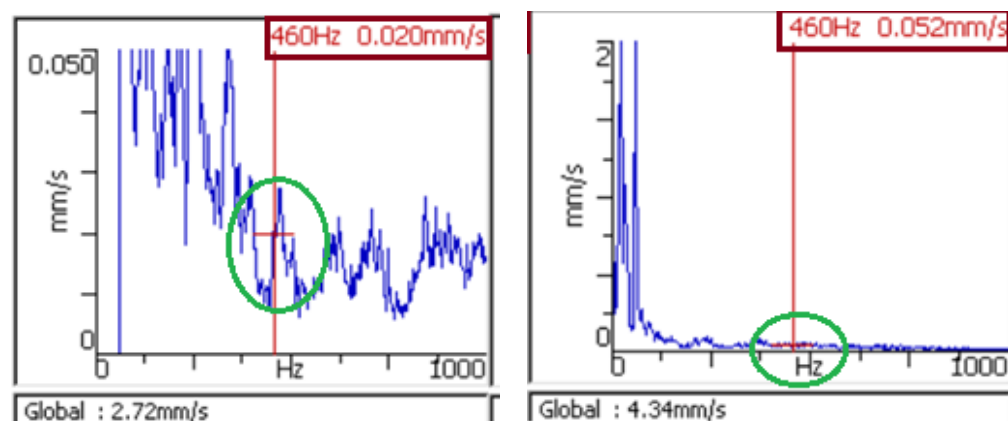
Donde “a” representa el número de álabes del impulsor, RPM la velocidad a la que gira el impulsor. (Trujillo Arribas, 2010)

De acuerdo a la frecuencia de paso de álabes de 460 Hz, se determina un análisis en régimen normal y régimen de cavitación donde el valor de la amplitud en dicha frecuencia sufrirá una alteración producto del fenómeno de cavitación, estos datos se muestran en la tabla 26.

Tabla 26
Amplitud de vibración a la frecuencia de paso de álabes (BPF)

PUNTO 460 Hz	AMPLITUD DE VIBRACIÓN RÉGIMEN NORMAL (RN) (mm/s)	AMPLITUD DE VIBRACIÓN RÉGIMEN DE CAVITACIÓN (RC) (mm/s)	VARIACIÓN DE VIBRACIÓN RC - RN (mm/s)
PSR	0,020	0,052	0,032
PSH	0,011	0,048	0,037
PSA	0,024	0,015	-0,009
PDR	0,012	0,037	0,025
PDH	0,011	0,023	0,012
PDA	0,019	0,077	0,058
PVH	0,005	0,016	0,011
PVA	0,022	0,085	0,063

En la figura 109 punto de succión en dirección radial a 460 Hz que corresponde a la frecuencia de paso de álabes (BPF), se evidencia un incremento en la amplitud de vibraciones en un valor aproximado de 0,032 mm/s demostrando el efecto característico de la cavitación, es decir una alteración vibratoria en dicho punto.

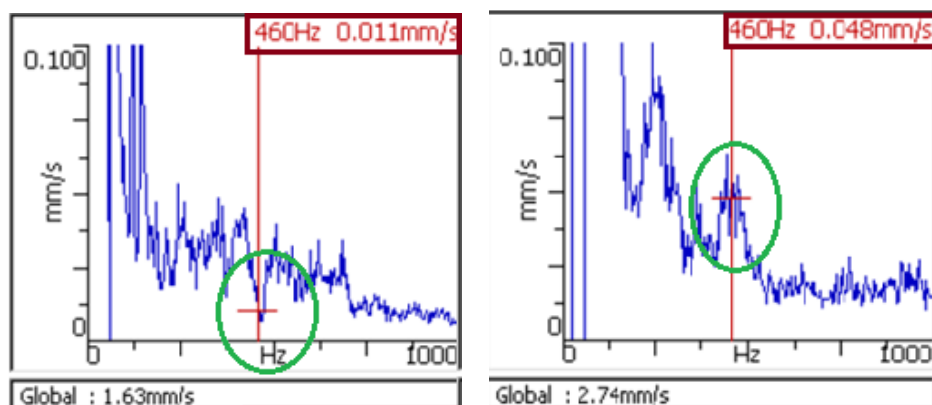


(a) Operación Normal

(b) Operación en Cavitación

Figura 109 Espectro de vibración punto de succión en dirección radial

En la figura 110 en el punto de succión en dirección horizontal se observa que a una frecuencia de 460 Hz que corresponde a la frecuencia de paso de álabe (BPF) existe un incremento en la amplitud de vibraciones en un valor aproximado de 0,037 mm/s demostrando el efecto característico de la cavitación.

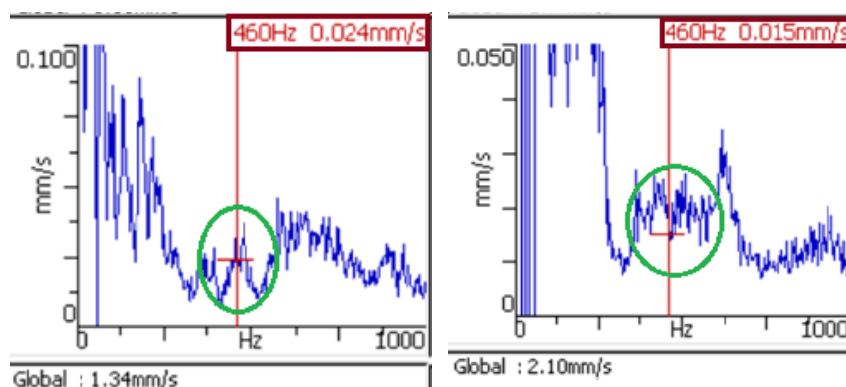


(a) Operación Normal

(b) Operación en Cavitación

Figura 110 Espectro de frecuencia punto de succión en dirección horizontal

En la figura 111 en el punto de succión en dirección axial se observa que en la frecuencia de paso de alabe 460 Hz, se evidencia una disminución en la amplitud de vibraciones en un valor aproximado de 0,009 mm/s, resultado que se debe a datos erróneos del sensor, pero al observar la relación del estado normal en la figura 111 (a) y compararla con la figura 111 (b) existe una alteración de la amplitud vibratoria.

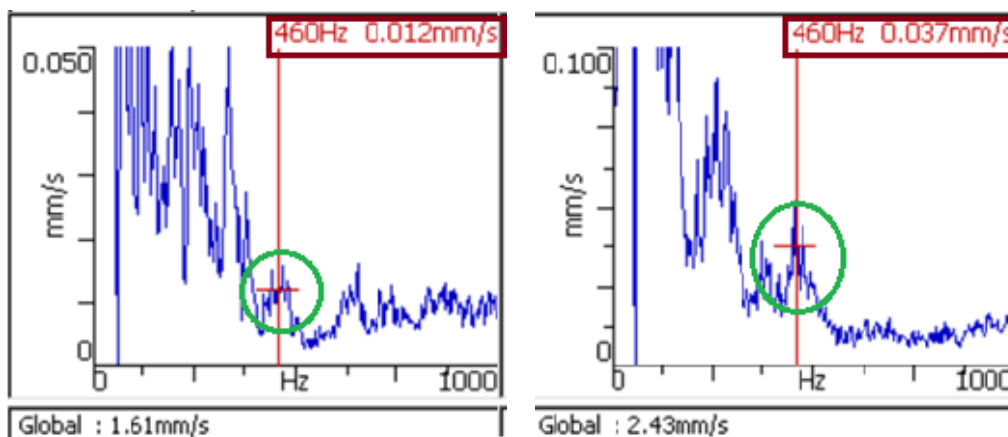


(a) Operación Normal

(b) Operación en Cavitación

Figura 111 Espectro de frecuencia punto de succión en dirección axial

En la figura 112 en el punto de descarga en dirección radial se evidencia un incremento en la amplitud de la vibración con un valor de 0,025 mm/s, mostrando una alteración vibratoria en los puntos cercanos a la frecuencia de paso de álabe.

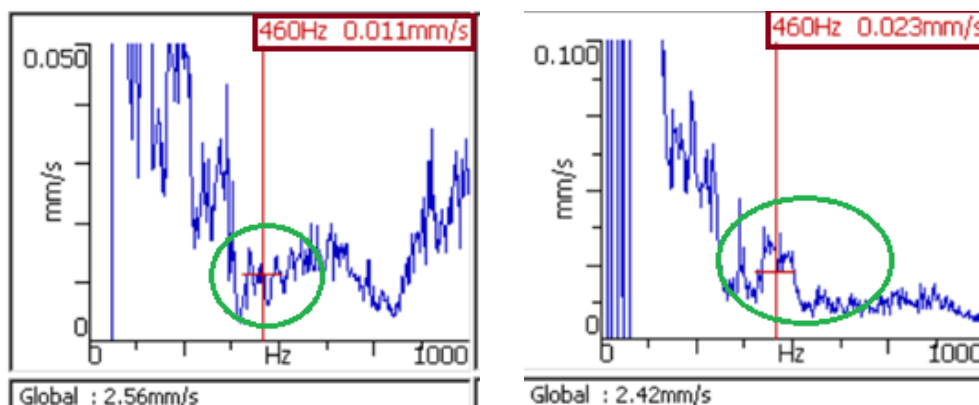


(a) Operación Normal

(b) Operación en Cavitación

Figura 112 Espectro de frecuencia punto de descarga en dirección radial

En la figura 113 en el punto de descarga en dirección horizontal se observa que a una frecuencia de 460 Hz que corresponde a la frecuencia de paso de álabe (BPF), el incremento en la amplitud de vibraciones es de 0,012 mm/s; así como se observa dentro del marco color verde una alteración vibratoria al comparar las figuras 113 (a) en operación normal y figura 113 (b) en régimen de cavitación.

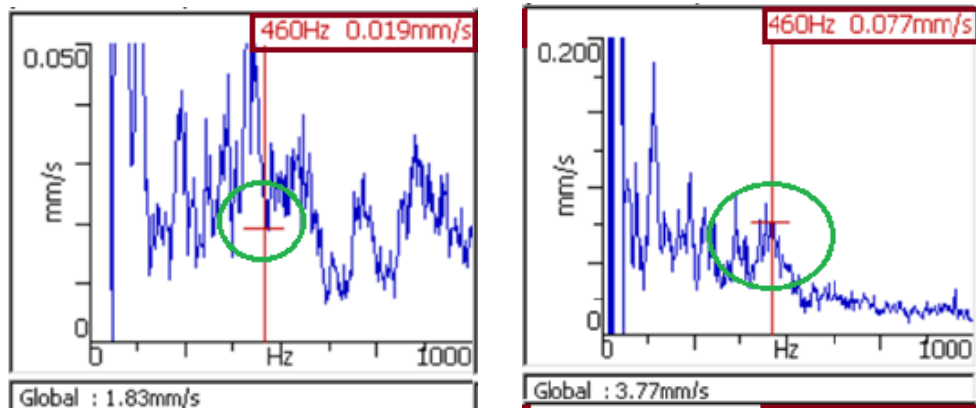


(a) Operación Normal

(b) Operación en Cavitación

Figura 113 Espectro de frecuencia punto de descarga en dirección horizontal

En la figura 114 en el punto de descarga en dirección axial, se evidencia que a 460 Hz existe un incremento en la amplitud de vibraciones en un valor aproximado de 0,058 mm/s, además de mostrar la alteración vibratoria propia de un comportamiento en cavitación y que afecta a la tajamar del impulsor.

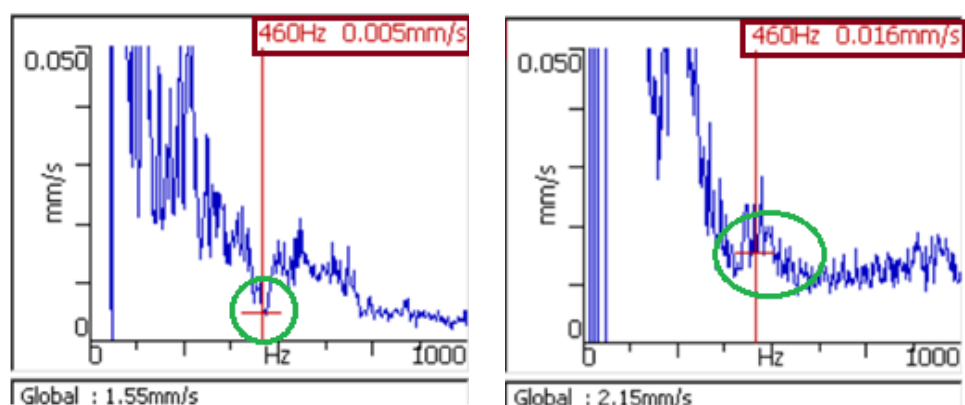


(a) Operación Normal

(b) Operación en Cavitación

Figura 114 Espectro de frecuencia punto de descarga en dirección axial

En la figura 116 en el punto de la voluta en dirección horizontal es evidente observar la alteración vibratoria bien marcada dentro de la circunferencia de color verde de los puntos cercanos a la frecuencia de paso de álabe es decir a 460 Hz, el incremento en la amplitud de vibraciones es de 0,011 mm/s demostrando el efecto característico de la cavitación.

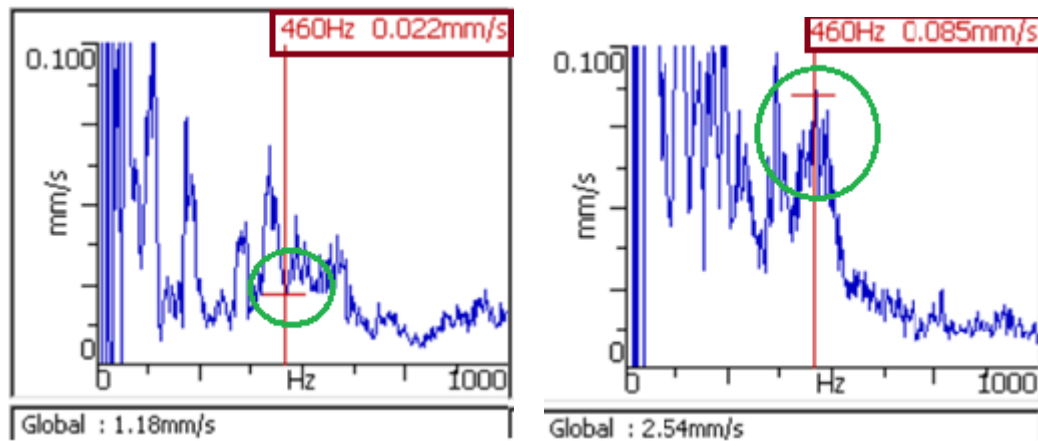


(a) Operación Normal

(b) Operación en Cavitación

Figura 115 Espectro de frecuencia punto de la voluta en dirección horizontal

En la figura 116 en el punto de la voluta en dirección axial se observa que a una frecuencia de 460 Hz que corresponde a la frecuencia de paso de álabe (BPF), el incremento en la amplitud de vibración es de 0,063 mm/s demostrando el efecto característico de la cavitación.



(a) Operación Normal

(b) Operación en Cavitación

Figura 116 Espectro de frecuencia punto de la voluta en dirección axial

Los espectros de vibración desde la figura 109 hasta la figura 116, corresponde a las medidas realizadas por medio del analizador IRD Balancing en la tubería de succión, descarga y voluta en las direcciones radial, horizontal y axial, todas las medidas se referencian a 460 Hz que corresponde a la frecuencia de paso de álabe (BPF), donde el aumento de la amplitud de vibración demuestra que la cavitación provoca una alteración en las vibraciones, además de presentar una vibración aleatoria cercana a la frecuencia de paso de álabe.

4.4 Interpretación gráfica de los parámetros de rendimiento energético.

En la figura 117 se observa la influencia del fenómeno de cavitación en el primer parámetro de rendimiento energético que es la altura de impulsión, la curva color azul indica que la bomba trabaja en régimen normal, mientras que la curva de color rojo se ve afectada por la presencia de cavitación. Su descenso empieza a los 6,7 m³/h y siendo más notorio en 10,6 m³/h.

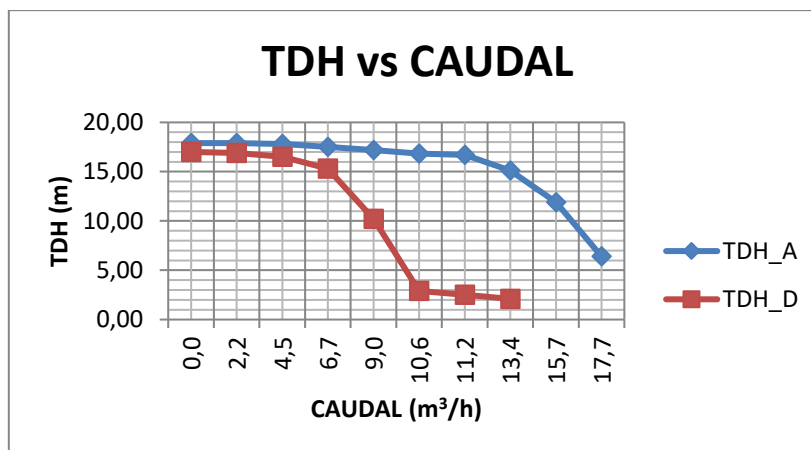


Figura 117 TDH antes y después de la cavitación de la bomba

En la figura 118 se observa dos instancias, la primera gráfica de color azul que es cuando la bomba trabaja en régimen normal y la segunda de color rojo que indica cuando la bomba trabaja en régimen de cavitación. Se aprecia que aproximadamente las dos curvas tienen la misma continuidad y existe un descenso de potencia activa a los 6,7 m³/h.

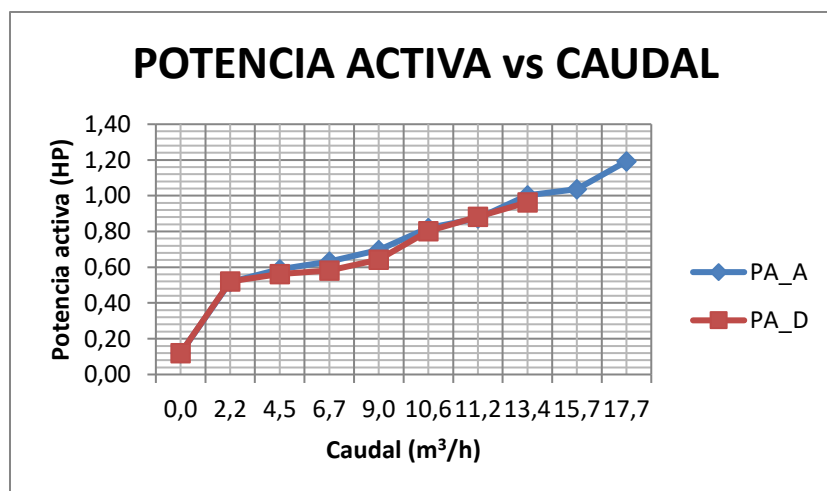


Figura 118 Potencia de entrada antes y después de la cavitación de la bomba

Otro parámetro que se ve afectado es la potencia útil por la disminución de la altura de impulsión, la afectación que sufre este parámetro se observa en la figura 119, donde la gráfica de color azul muestra la potencia útil cuando la bomba trabaja en régimen normal y en la curva de color rojo se observa la afectación de dicha potencia por trabajar en cavitación. Es muy notoria dicha afectación a partir de los 6,7 m³/h.

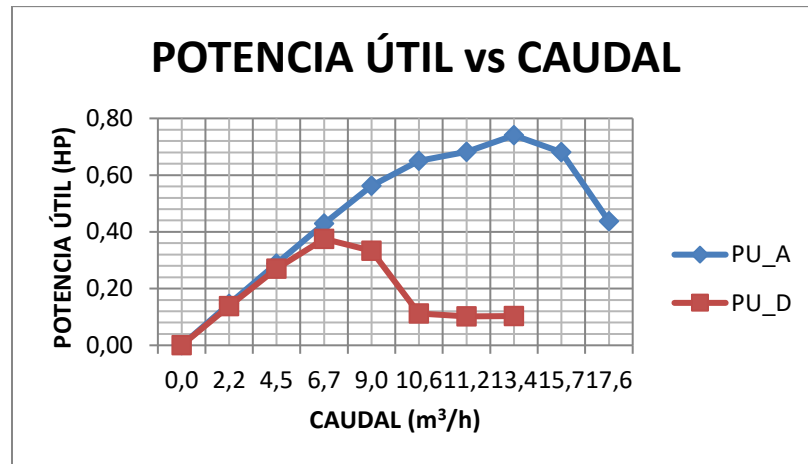


Figura 119 Potencia útil antes y después de la cavitación de la bomba

La figura 120 muestra las curvas de eficiencia de la bomba centrífuga, la curva de color azul indica cuando el sistema de bombeo trabaja en régimen normal, donde su punto máximo de eficiencia es de 80%, mientras que la curva de color rojo muestra que la bomba trabaja en cavitación y su máxima eficiencia es de aproximadamente el 60%, además de registrar una eficiencia del 10% cuando el caudal es de 13,4 m³/h.

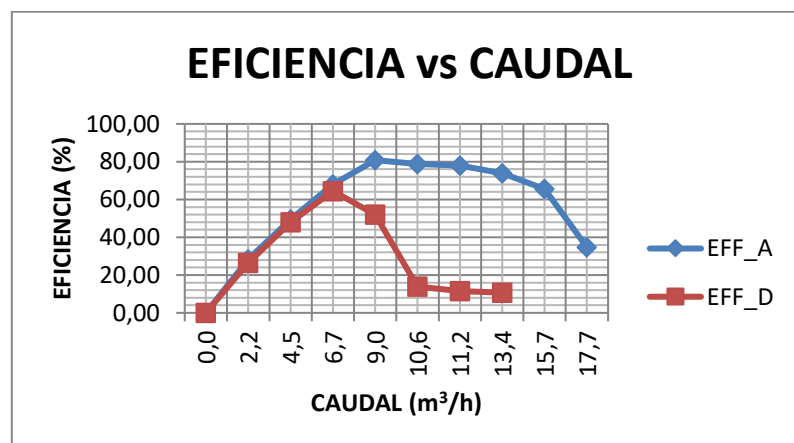


Figura 120 Eficiencia antes y después de la cavitación en la bomba

4.5 Análisis estadístico con SPSS, en los parámetros de rendimiento energético.

Para determinar la influencia de cavitación en los parámetros de rendimiento energético se realizan dos estudios previos, el primero cuando el sistema de bombeo trabaja en condiciones óptimas y otro cuando trabaja bajo cavitación. Dicho efecto se lo determina, planteando dos hipótesis de las cuales se procede a aceptar o rechazar y verificar si el fenómeno de cavitación

influye en los parámetros de rendimiento energético de un sistema de bombeo.

HIPÓTESIS Ho: El análisis del fenómeno de cavitación en un sistema de bombeo no permite evaluar su influencia en los parámetros de rendimiento energético.

HIPÓTESIS Ha: El análisis del fenómeno de cavitación en un sistema de bombeo permite evaluar su influencia en los parámetros de rendimiento energético.

La hipótesis se verificará realizando la **Prueba “t” de Student para muestras relacionadas**, se eligió dicha prueba ya que ésta permite examinar muestras menores a 30 y también porque el análisis aplicado es lineal.

El nivel de significancia (α), con el que se procede es del 5%.

$$\alpha = 0,05$$

- **Toma de decisión**

La idea de encontrar con el programa estadístico SPSS es la estimación del p-valor. Por lo tanto:

si $p < 0,05$ se acepta Ha y se rechaza Ho.

El análisis se aplica en los grupos de datos de: TDH o altura de bombeo, Potencia activa, Potencia útil y Eficiencia de la bomba obtenidos antes y después de la cavitación.

- **Verificación de la hipótesis del efecto que tiene la cavitación en la bomba centrífuga con respecto a la TDH.**

Se ingresa en SPSS los valores adquiridos en la tabla 20 y en la figura 121 se observa un p-valor de 0,018 que es menor a 0,05 y por lo tanto se acepta Ha.

➔ Prueba T

Estadísticas de muestras emparejadas				
	Media	N	Desviación estándar	Media de error estándar
Par 1 TDH_ANTES (m.c.a)	17,1175	8	,93848	,33180
TDH_DESPUES (m.c.a)	10,4250	8	6,91391	2,44444

Correlaciones de muestras emparejadas			
	N	Correlación	Sig.
Par 1 TDH_ANTES (m.c.a) & TDH_DESPUES (m.c.a)	8	,845	,008

Prueba de muestras emparejadas									
		Diferencias emparejadas				t	gl	Sig. (bilateral)	
		Media	Desviación estándar	Media de error estándar	95% de intervalo de confianza de la diferencia				
					Inferior				Superior
Par 1	TDH_ANTES (m.c.a) - TDH_DESPUES (m.c.a)	6,69250	6,14105	2,17119	1,55846	11,82654	3,082	7	,018

Figura 121 Prueba t muestras relacionadas para TDH

- Verificación de la hipótesis del efecto que tiene la cavitación en la bomba centrífuga con respecto a la potencia de entrada (Pac).

Los valores de la tabla 21 se ingresan en el programa SPSS, los resultados del mismo se detallan en la figura 122, donde se obtiene un p-valor de 0,034 que es menor a 0,05 y por lo tanto se acepta H_a .

➔ Prueba T

Estadísticas de muestras emparejadas				
	Media	N	Desviación estándar	Media de error estándar
Par 1 Pac_ANTES (HP)	,0562	8	,26827	,09485
Pac_DESPUES (HP)	,6325	8	,26185	,09258

Correlaciones de muestras emparejadas			
	N	Correlación	Sig.
Par 1 Pac_ANTES (HP) & Pac_DESPUES (HP)	8	,996	,000

Prueba de muestras emparejadas									
		Diferencias emparejadas				t	gl	Sig. (bilateral)	
		Media	Desviación estándar	Media de error estándar	95% de intervalo de confianza de la diferencia				
					Inferior				Superior
Par 1	Pac_ANTES (HP) - Pac_DESPUES (HP)	,02375	,02560	,00905	,00235	,04515	2,624	7	,034

Figura 122 Prueba t muestras relacionadas para Pac

- Verificación de la hipótesis del efecto que tiene la cavitación en la bomba centrífuga con respecto a la potencia útil (Put).

Se ingresa en SPSS los valores de la tabla 22, la figura 123 muestra un p-valor de 0,036 que es menor a 0,05 y por lo tanto se acepta H_a .

Prueba T

[Conjunto_de_datos1] D:\ChristiaNdres16\tesis\RESULTADOS SPSS\ANALISIS PU.sav

Estadísticas de muestras emparejadas					
		Media	N	Desviación estándar	Media de error estándar
Par 1	Put_ANTES (HP)	,4375	8	,26895	,09509
	Put_DESPUES (HP)	,1788	8	,13217	,04673

Correlaciones de muestras emparejadas				
		N	Correlación	Sig.
Par 1	Put_ANTES (HP) & Put_DESPUES (HP)	8	,142	,737

Prueba de muestras emparejadas									
		Diferencias emparejadas				t	gl	Sig. (bilateral)	
		Media	Desviación estándar	Media de error estándar	95% de intervalo de confianza de la diferencia				
					Inferior				Superior
Par 1	Put_ANTES (HP) - Put_DESPUES (HP)	,25875	,28231	,09981	,02273	,49477	2,592	7	,036

Figura 123 Prueba t muestras relacionadas para Put

- Verificación de la hipótesis del efecto que tiene la cavitación en la bomba con respecto a la eficiencia Eb.

Se ingresa en el programa SPSS los valores de la tabla 23, en la figura 124 se observa que obtenemos un p-valor de 0,035 que es menor a 0,05 y por lo tanto se acepta H_a .

Estadísticas de muestras emparejadas					
		Media	N	Desviación estándar	Media de error estándar
Par 1	Eb_ANTES (%)	57,1500	8	29,32136	10,36667
	Eb_DESPUES (%)	28,3900	8	23,46715	8,29689

Correlaciones de muestras emparejadas				
		N	Correlación	Sig.
Par 1	Eb_ANTES (%) & Eb_DESPUES (%)	8	,314	,449

Prueba de muestras emparejadas									
		Diferencias emparejadas				t	gl	Sig. (bilateral)	
		Media	Desviación estándar	Media de error estándar	95% de intervalo de confianza de la diferencia				
					Inferior				Superior
Par 1	Eb_ANTES (%) - Eb_DESPUES (%)	28,76000	31,28487	11,06087	2,60519	54,91481	2,600	7	,035

Figura 124 Prueba t muestras relacionadas para Eb



CAPÍTULO V



5. PLAN DE MANTENIMIENTO CENTRADO EN LA CONFIABILIDAD (RCM).

5.1 Hoja de Información.



El mantenimiento del activo (sistema de bombeo), se detalla a través de la hoja de información, donde se analizan todos los subsistemas y las fallas principales al que puede estar sometido y como se presentan las mismas.



El activo consta de 6 subsistemas cada uno de ellos especificando sus funciones, modos de falla y efectos de falla.



		HOJA DE TRABAJO DE INFORMACION RCM				
		ELEMENTO: Sistema de bombeo	Realizado por: Christian Carvajal José Luis Poalacin	Fecha: 01/03/2017		Hoja: 1
		COMPONENTE: Bomba Centrífuga	Revisado por: Ing. Wilson Sánchez	Fecha: 01/03/2017	De: 10	
FUNCIÓN		FALLA FUNCIONAL	MODO DE FALLA	EFECTOS DE LAS FALLAS		
1	Bombear agua desde el punto A hasta el punto B a velocidades de 2950,3200 y 3450 rpm	A	Incapaz de bombear agua	1	Impulsor desgastado por cavitación.	La falla se produce porque el impulsor está trabajando bajo efectos de cavitación, lo que provoca una disminución de la altura de impulsión, no causa daño al medio ambiente y al ser humano. El tiempo de reparación del impulsor se estima en 1 mes.
				2	Tubería de succión tapada debido a sedimentos existentes en el fluido.	Este tipo de falla se produce por la presencia de objetos extraños en la tubería de succión, obstruyendo el paso del fluido, la falla no causa daño al medio ambiente ni al ser humano. El tiempo de reparación se estima en 1 día
				3	Falla eléctrica del motor, por mala conexión de las fases.	Se produce por falla eléctrica en el motor, por cortocircuito entre bobinas, conductores desgastados. Tiempo de reparación se estima en 5 días
				4	Válvulas V1 o V5 de entrada cerradas.	La falla se produce debido a que las válvulas V1 y V5 están cerradas, debido a la operación manual incorrecta. El tiempo de reparación se estima en 20 minutos
				5	Rodamientos desgastados por cavitación.	El desgaste de rodamientos se da por el desbalance del eje del motor, el cual se encuentra vibrando por presencia del fenómeno de cavitación, el técnico debe analizar esta falla con el analizador de vibraciones o por medio del ruido que provoca la máquina. El tiempo estimado de reparación se estima en 15 días.



		HOJA DE TRABAJO DE INFORMACION RCM				
		ELEMENTO: Sistema de bombeo	Realizado por: Christian Carvajal José Luis Poalacin	Fecha: 01/03/2017	Hoja: 2	
		COMPONENTE: Control Field Point PLC		Revisado por: Ing. Wilson Sánchez	Fecha: 01/03/2017	De: 10
FUNCIÓN		FALLA FUNCIONAL		MODO DE FALLA	EFECTOS DE LAS FALLA	
2	Accionar la válvula automática de control de 2 a 10 Vdc para la posición del vástago	A	Incapaz de accionar la válvula automática de control.	1	No recibe la señal analógica por ruptura de conductor.	El vástago de válvula automática de control no se desplaza, el proceso permanece en paro, lo que provoca que las bombas no se energicen, el técnico encargado debe revisar cada una de las conexiones en el tablero de control. El tiempo de reparación se estima en 3 horas
				2	Conductor de alimentación defectuoso.	El vástago se desplaza lentamente o recibe una señal intermitente, es decir en ocasiones tiene un funcionamiento normal y en otras no recibe ninguna señal de mando, dicho suceso provoca retraso en el proceso, el técnico encargado debe revisar los conductores del tablero de mando principal. El tiempo de reparación de la falla se estima en 3 horas.
		B	Accionar la válvula a más de 10 Vdc	1	Programación de PLC con parámetros diferentes a los requeridos.	Esta falla produce una sobrecarga al fluir demasiada corriente a través del conductor, el cual se calienta y la consecución de este efecto hace que el material aislante se derrita y se queme, el técnico encargado debe revisar la hoja técnica de funcionamiento de la válvula automática de control. El tiempo de reparación se estima en 1 día.
				C	Accionar la válvula a menos de 2 Vdc	1



		HOJA DE TRABAJO DE INFORMACION RCM					
		ELEMENTO: Sistema de bombeo	Realizado por: Christian Carvajal José Luis Poalacin	Fecha: 01/03/2017	Hoja: 3		
		COMPONENTE: Control Field Point PLC	Revisado por: Ing. Wilson Sánchez	Fecha: 01/03/2017	De: 10		
FUNCIÓN		FALLA FUNCIONAL	MODO DE FALLA	EFECTOS DE LAS FALLA			
3	Controlar la apertura y cierre del vástago en su recorrido de 20 mm	A No controlar la apertura y cierre del vástago en su recorrido de 20 m	1	No recibe la señal analógica por defecto del conductor	El vástago de válvula automática de control no se desplaza, el proceso permanece en paro, lo que provoca que las bombas no se energicen, el técnico encargado debe revisar cada una de las conexiones en el tablero de control. El tiempo de reparación se estima en 3 horas		
			2	No recibe la señal analógica por parámetros de programación errónea	El vástago de válvula automática de control no se desplaza, el proceso permanece en paro, lo que provoca que las bombas no se energicen, el técnico encargado debe revisar cada uno de los direccionamientos de las señales. El tiempo de reparación se estima en 3 horas.		


		HOJA DE TRABAJO DE INFORMACION RCM				
		ELEMENTO: Sistema de bombeo	Realizado por: Christian Carvajal José Luis Poalacín	Fecha: 01/03/2017	Hoja: 4	
FUNCIÓN		FALLA FUNCIONAL	MODO DE FALLA	EFECTOS DE LAS FALLAS		
		4	Accionar los variadores a una velocidad de 2900,3200 y 3450rpm.	A	No accionar los variadores de velocidad	1
B	Accionar el variador a menos de 2900 rpm.			2	Programación de PLC con parámetros diferentes a los requeridos.	Los variadores de velocidad se activan, se cumple el proceso normalmente, tomando en cuenta que la frecuencia del variador muestre el dato de 51,3 Hz que es el programado a velocidad de 2950 rpm, el técnico encargado debe revisar los parámetros de mando local VARIADOR-PLC. El tiempo de reparación se estima en 2 horas
C	Accionar el variador a más de 3450 rpm			2	Programación de PLC con parámetros diferentes a los requeridos.	Los variadores de velocidad se activan, se cumple el proceso normalmente, tomando en cuenta que la frecuencia del variador muestre el dato de 60 Hz que es el programado a velocidad de 3450 rpm, si existe una sobrecarga el variador y la bomba se desactivan, se muestra una luz piloto amarilla que muestra la falla existente, el técnico encargado debe revisar los parámetros de mando local VARIADOR-PLC. El tiempo de reparación se estima en 3 horas



		HOJA DE TRABAJO DE INFORMACION RCM				
		ELEMENTO: Sistema de bombeo	Realizado por: Cristian Carvajal José Luis Poalacin	Fecha: 01/03/2017	Hoja: 5	
		COMPONENTE: Caudalímetro PROMAG 50	Revisado por: Ing. Wilson Sánchez	Fecha: 01/03/2017	De: 10	
FUNCIÓN		FALLA FUNCIONAL	MODO DE FALLA	EFECTOS DE LAS FALLAS		
5	Medir valores de caudal, trabajo individual, serie y paralelo de 80 GPM, 80 GPM, 120 GPM respectivamente.	A	Medir valores de caudal mayores a 80 GPM en trabajo individual.	1	Display de indicación y calibración defectuoso	El flujo a través del medidor de caudal no corresponde al valor aproximado de caudal que se muestra en la pantalla touch, el técnico encargado debe revisar la hoja técnica de funcionamiento del medidor de caudal. El tiempo de reparación se estima en 3 horas
				2	Sensor de programación defectuoso	Los datos recolectados por el sensor no llevan un procesamiento adecuado, el flujo mostrado en la pantalla touch y el medidor de caudal son distintos, el técnico encargado debe revisar el medidor de caudal y estimar la gravedad del daño. El tiempo de reparación se estima en 1 día.
		B	Medir valores de caudal menores a 80 GPM en trabajo individual.	1	Brida de conexión hidráulica aislada	El flujo a través del medidor de caudal no corresponde al valor aproximado de caudal que se muestra en la pantalla touch, se observa la caída de pequeñas cantidades de agua en la mesa soporte, el técnico encargado debe cambiar la brida de conexión hidráulica. El tiempo de reparación se estima en 2 días.
				C	Medir valores de caudal mayores a 120 GPM en trabajo en paralelo.	1
		2	Sensor de programación defectuoso			Los datos recolectados por el sensor no llevan un procesamiento adecuado, el flujo mostrado en la pantalla touch y el medidor de caudal son distintos, el técnico encargado debe revisar el medidor de caudal y estimar la gravedad del daño. El tiempo de reparación se estima en 1 día.

		HOJA DE TRABAJO DE INFORMACION RCM				
		ELEMENTO: Sistema de bombeo	Realizado por: Cristian Carvajal José Luis Poalacin	Fecha: 01/03/2017	Hoja: 6	
5		COMPONENTE: Caudalimetro PROMAG 50	Revisado por: Ing. Wilson Sánchez	Fecha: 01/03/2017	De: 10	
		Medir valores de caudal, trabajo individual, serie y paralelo de 80 GPM, 80 GPM, 120 GPM respectivamente.	D	Medir valores de caudal menores a 120 GPM en trabajo individual.	1	Brida de conexión hidráulica aislada
E	Medir valores de caudal mayores a 80 GPM en trabajo serie.		1	Display de indicación y calibración defectuoso	El flujo a través del medidor de caudal no corresponde al valor aproximado de caudal que se muestra en la pantalla touch, el técnico encargado debe revisar la hoja técnica de funcionamiento del medidor de caudal. El tiempo de reparación se estima en 3 horas	
			2	Sensor de programación defectuoso (SENSOR PROMAG W)	Los datos recolectados por el sensor no llevan un procesamiento adecuado, el flujo mostrado en la pantalla touch y el medidor de caudal son distintos, el técnico encargado debe revisar el medidor de caudal y estimar la gravedad del daño. El tiempo de reparación se estima en 1 día.	
F	Medir valores de caudal menores a 80 GPM en trabajo serie.		1	Brida de conexión hidráulica aislada	El flujo a través del medidor de caudal no corresponde al valor aproximado de caudal que se muestra en la pantalla touch, se observa la caída de pequeñas cantidades de agua en la mesa soporte, el técnico encargado debe cambiar la brida de conexión hidráulica. El tiempo de reparación se estima en 2 días.	


		HOJA DE TRABAJO DE INFORMACION RCM				
		ELEMENTO: Sistema de bombeo	Realizado por: Christian Carvajal José Luis Poalacín	Fecha: 01/03/2017	Hoja: 7	
FUNCION		FALLA FUNCIONAL	MODO DE FALLA	EFFECTOS DE LAS FALLAS		
				6	Almacenar agua a un nivel de referencia de 0,70 m	A


		HOJA DE TRABAJO DE INFORMACION RCM				
		ELEMENTO: Sistema de bombeo	Realizado por: Christian Carvajal José Luis Poalacín	Fecha: 01/03/2017	Hoja: 8	
FUNCION		FALLA FUNCIONAL	MODO DE FALLA	EFFECTOS DE LAS FALLAS		
				7	Permitir el paso de flujo a través de las tuberías	A

		HOJA DE TRABAJO DE INFORMACION RCM				
		ELEMENTO: Sistema de bombeo	Realizado por: Christian Carvajal José Luis Poalacin	Fecha: 01/03/2017	Hoja: 9	
		COMPONENTE: Sensores	Revisado por: Ing. Wilson Sánchez	Fecha: 01/03/2017	De: 10	
		FALLA FUNCIONAL	MODO DE FALLA	EFECTOS DE LAS FALLAS		
8	Medir presión relativa del líquido en succión y descarga en un rango de -10 Kpa a 1034,21 Kpa en las diferentes condiciones de operación	A Medir presión en la succión menores a -10 KPa	1	Terminó el tiempo de vida del transductor	La presión mostrada en la pantalla touch que proviene del transductor no tienen relación con la medición de presión manométrica del fluido, el operador debe revisar la presencia de agentes externos que alteren la medida, el tiempo de reparación se estima en 1 hora.	
			2	Conductor del transductor roto	Esta falla provoca que no se muestre ningún dato de medida en la pantalla touch, el operador debe revisar el conductor del transductor y cambiarlo. El tiempo de reparación se estima en 2 horas.	
	B Medir presión en la descarga mayores a 1034,21 KPa	1	Terminó el tiempo de vida del sensor	La presión mostrada en la pantalla touch que proviene del transductor no tienen relación con la medición de presión manométrica del fluido, el operador debe revisar la presencia de agentes externos que alteren la medida, el tiempo de reparación se estima en 1 hora.		
		2	Conductor del transductor roto	Esta falla provoca que no se muestre ningún dato de medida en la pantalla touch, el operador debe revisar el conductor del transductor y cambiarlo. El tiempo de reparación se estima en 2 horas.		

		HOJA DE TRABAJO DE INFORMACION RCM					
		ELEMENTO: Sistema de bombeo		Realizado por: Christian Carvajal José Luis Poalacin	Fecha: 01/03/2017		Hoja: 10
		COMPONENTE: Sensores		Revisado por: Ing. Wilson Sánchez	Fecha: 01/03/2017		De: 10
9	Medir el nivel del líquido a una altura máxima de 0,70 m	A	No medir el nivel del líquido indicado en la regleta externa	1	Terminó el tiempo de vida del sensor	La altura mostrada en la pantalla touch que proviene del transductor no tienen relación con la medición de la regleta externa, el operador debe revisar la hoja técnica de calibración del sensor, el tiempo de reparación se estima en 1 hora.	
10	Medir la temperatura del líquido entre 14 °C y 20°C	A	Medir temperatura del líquido menores a 14°C	1	Calibración errónea del sensor	La visualización del valor de temperatura mostrada en la pantalla touch es diferente a la medida por un termómetro externo, el técnico debe revisar la hoja técnica del sensor y proceder a la calibración. El tiempo de reajuste se estima en 3 horas.	
		B	Medir temperatura del líquido mayores a 20°C	1	Calibración errónea del sensor	La visualización del valor de temperatura mostrada en la pantalla touch es diferente a la medida por un termómetro externo, el técnico debe revisar la hoja técnica del sensor y proceder a la calibración. El tiempo de reajuste se estima en 3 horas.	

5.2 Hoja de Decisión.


			HOJA DE TRABAJO DE DECISIÓN RCM											Frecuencia Inicial	A Realizar Por	
			ELEMENTO: SISTEMA DE BOMBEO				Realizado por: Christian Carvajal José Luis Poalacín				Fecha: 01/03/2017		Hoja: 1			
REFERENCIA DE INFORMACIÓN			EVALUACIÓN DE LAS CONSECUENCIAS				COMPONENTE:			Revisado por: Ing. Wilson Sánchez				Fecha: 01/03/2017		De: 6
							H1	H2	H3	TAREAS "A FALTA DE"			TAREAS PROPUESTAS			
F	FF	FM	H	S	E	O	S1	S2	S3							
							O1	O2	O3	H4	H5	S4				
							N1	N2	N3							
1	A	1	S	N	N	S	N	N	S				Cambio del impulsor	2 años	Técnico Mecánico	
1	A	2	N				S						Liberar las tuberías y limpiarlas por dentro	2 años	Operador	
1	A	3	S	S			S						Revisar cortocircuito entre bobinas y desbloquear el rotor	Semestral	Técnico Eléctrico	
1	A	4	S	N	N	S	S						Verificación del circuito hidráulico de acuerdo al manual de operación	Diario	Operador	
1	A	5	N				S						Cambio de rodamientos	Anual	Técnico Mecánico	
2	A	1	N				S						Revisión de conexiones del tablero de mando de control	Semestral	Técnico Eléctrico	
2	A	2	S	S			S						Revisar el cable de conexión central	Diario	Operador	
2	B	1	N				N	N	S				Se debe rediseñar el programa de selección de operación del banco de pruebas	Anual	Operador	
2	C	1	N				N	N	S				Se debe rediseñar el programa de selección de operación del banco de pruebas	Anual	Operador	

										HOJA DE TRABAJO DE DECISIÓN RCM																			
										ELEMENTO: SISTEMA DE BOMBEO					Realizado por: Christian Carvajal José Luis Poalacín					Fecha: 01/03/2017		Hoja: 2							
REFERENCIA DE INFORMACIÓN										EVALUACIÓN DE LAS CONSECUENCIAS					COMPONENTE:			Revisado por: Ing. Wilson Sánchez					Fecha: 01/03/2017		De: 6				
F			FF			FM			H	S	E	O	H1	H2	H3	TAREAS "A FALTA DE"			TAREAS PROPUESTAS					FRECUENCIA INICIAL		A REALIZAR POR			
S1	S2	S3	O1	O2	O3	H4	H5	S4																					
N1	N2	N3																											
3	A	1	N				S																		Revisión de conexiones del tablero de mando de control	Semestral		Técnico eléctrico	
3	A	2	N				N	N	S																Se debe rediseñar el programa de selección de operación del banco de pruebas	Anual		Operador	
4	A	1	N				S																		Revisión de conexiones del tablero de mando de control	Semestral		Técnico eléctrico	
4	A	2	N				N	N	S																Se debe rediseñar el programa de selección de operación del banco de pruebas	Anual		Operador	
4	B	1	N				S																		Revisión de conexiones del tablero de mando de control	Semestral		Técnico eléctrico	
4	B	2	N				N	N	S																Se debe rediseñar el programa de selección de operación del banco de pruebas	Anual		Operador	

			HOJA DE TRABAJO DE DECISIÓN RCM												
			ELEMENTO: SISTEMA DE BOMBEO				Realizado por: Christian Carvajal José Luis Poalacín				Fecha: 01/03/2017		Hoja: 3		
			COMPONENTE:				Revisado por: Ing. Wilson Sánchez				Fecha: 01/03/2017		De: 6		
REFERENCIA DE INFORMACIÓN			EVALUACIÓN DE LAS CONSECUENCIAS				H1	H2	H3	TAREAS "A FALTA DE"			TAREAS PROPUESTAS	FRECUENCIA INICIAL	A REALIZAR POR
F	FF	FM	H	S	E	O	S1	S2	S3						
							O1	O2	O3	H4	H5	S4			
4	C	1	N				S						Revisión de conexiones del tablero de mando de control	Semestral	Técnico eléctrico
4	C	2	N				N	N	S				Se debe rediseñar el programa de selección de operación del banco de pruebas	Anual	Operador
5	A	1	S	N	N	N	S						Revisión del display del caudalímetro y verificar parámetros de calibración con hoja técnica	Anual	Operador
5	A	2	N				N	N	S				Cambio del sensor PROGRAM W	Anual	Instrumentista
5	B	1	S	S			S						Revisión de la conexión de la tubería de la brida hidráulica	Anual	Operador
5	C	1	S	N	N	S	S						Revisión del display del caudalímetro	Anual	Instrumentista
5	C	2	N				N	N	S				Cambio del sensor PROGRAM W	Anual	Instrumentista

			HOJA DE TRABAJO DE DECISIÓN RCM												
			ELEMENTO: SISTEMA DE BOMBEO				Realizado por: Christian Carvajal José Luis Poalacín				Fecha: 01/03/2017		Hoja: 4		
			COMPONENTE:				Revisado por: Ing. Wilson Sánchez				Fecha: 01/03/2017		De: 6		
REFERENCIA DE INFORMACIÓN			EVALUACIÓN DE LAS CONSECUENCIAS				H1	H2	H3	TAREAS "A FALTA DE"			TAREAS PROPUESTAS	FRECUENCIA INICIAL	A REALIZAR POR
F	FF	FM	H	S	E	O	S1	S2	S3						
							O1	O2	O3	H4	H5	S4			
5	D	1	S	S			S						Revisión de la conexión de la tubería de la brida hidráulica	Anual	Operador
5	E	1	S	N	N	S	S						Revisión del display del caudalímetro	Anual	Instrumentista
5	E	2	N				N	N	S				Cambio del sensor PROGRAM 50W	Anual	Instrumentista
5	F	1	S	S			S						Revisión de la conexión de la tubería de la brida hidráulica	Anual	Operador
6	A	1	S	S			S						Liberar el fluido hasta el nivel de referencia	Diario	Operador
7	A	1	S	N	N	S	N	N	S				Cambiar la válvula	Anual	Técnico Mecánico

										HOJA DE TRABAJO DE DECISIÓN RCM													
										ELEMENTO: SISTEMA DE BOMBEO					Realizado por: Christian Carvajal José Luis Poalacín					Fecha: 01/03/2017		Hoja: 5	
										COMPONENTE:					Revisado por: Ing. Wilson Sánchez					Fecha: 01/03/2017		De: 6	
REFERENCIA DE INFORMACIÓN			EVALUACIÓN DE LAS CONSECUENCIAS				H1	H2	H3	TAREAS "A FALTA DE"			TAREAS PROPUESTAS	FRECUENCIA INICIAL	A REALIZAR POR								
F	FF	FM	H	S	E	O	S1	S2	S3														
							O1	O2	O3	H4	H5	S4											
8	A	1	N				S						Revisar el transductor de presión de succión antes de cada operación	Diario	Operador								
8	A	2	N				N	N	S				Cambiar el conductor del transductor de presión de succión	Anual	Instrumentista								
8	B	1	N				S						Revisar el transductor de presión de descarga antes de cada operación	Diario	Operador								
8	B	2	N				N	N	S				Cambiar el conductor del transductor de presión de descarga	Anual	Instrumentista								
9	A	1	N				S						Revisar el sensor de presión de nivel de líquido antes de cada operación	Diario	Operador								

			HOJA DE TRABAJO DE DECISIÓN RCM												
			ELEMENTO: SISTEMA DE BOMBEO				Realizado por: Christian Carvajal José Luis Poalacin				Fecha: 01/03/2017		Hoja: 6		
			COMPONENTE:				Revisado por: Ing. Wilson Sánchez				Fecha: 01/03/2017		De: 6		
REFERENCIA DE INFORMACIÓN			EVALUACIÓN DE LAS CONSECUENCIAS				H1	H2	H3	TAREAS "A FALTA DE"			TAREAS PROPUESTAS	FRECUENCIA INICIAL	A REALIZAR POR
F	FF	FM	H	S	E	O	S1	S2	S3						
							O1	O2	O3	H4	H5	S4			
10	A	1	S	N	N	N	S						Revisión del sensor de temperatura y verificar parámetros de calibración con hoja técnica	Anual	Operador
10	B	1	S	N	N	N	S						Revisión del sensor de temperatura y verificar parámetros de calibración con hoja técnica	Anual	Operador
10	C	1	N				N	N	S				Cambiar el conductor del sensor de temperatura	Anual	Instrumentista

CONCLUSIONES

- Con la metodología implementada de técnicas CFD y modal-vibracional, se analizó y evaluó el fenómeno de cavitación en un sistema de bombeo en el laboratorio de Electrobombas de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE extensión Latacunga, y se llegó a determinar su influencia en los parámetros de rendimiento energético.
- Para analizar el fenómeno de cavitación en el ojo del impulsor del sistema de bombeo, se procedió a cerrar la válvula de bola V1 45°, que se encuentra en la tubería de succión para crear un vacío que exceda la presión de vapor del fluido bombeado, registrando experimentalmente la reducción de presión en la descarga de 42,75 KPa a 19,31 KPa.
- En el modelo de cavitación de Ansys 17.2, se crea el módulo de vapor, con una temperatura del fluido presente en el experimento de 18°C y presión de descarga de 19,31 KPa; una vez obtenida la convergencia de las ecuaciones, se pudo observar la distribución de presión de 2064 Pa en los álabes que indican la formación y posterior implosión de burbujas de vapor, además zonas de color rojo en el ojo del impulsor que son conocidas como erosión leve, media y avanzada, provocando un desgaste en la superficie del mismo.
- La causa que produce la cavitación en el ojo del impulsor es la insuficiente carga de succión neta positiva disponible $NPSH_D$, que pasó de 7,68 m a 4,93 m; éste último al ser comparado con la carga de succión requerida $NPSH_R$ en régimen de cavitación se demostró la presencia de éste fenómeno, además se presentaron alteraciones vibratorias registradas mediante el análisis modal de vibraciones del IRD Balancing con rangos de severidad insatisfactorios según la norma ISO 10816, disminución de la capacidad de bombeo de 77,9 GPM a 46,6 GPM, disminución de la altura de impulsión de 6,4 metros de

columna de agua a 2,9 metros de columna de agua, sonidos fuertes y presencia de burbujas en el tanque de almacenamiento.

- Mediante el análisis modal de vibraciones se adquirió datos de velocidad de vibración, que regidos a la norma ISO 10816, se logró evaluar el efecto que tiene la cavitación en el sistema de bombeo, donde la medición en los puntos de succión, descarga y voluta arrojaron valores de severidad insatisfactorios mayores a 1,83 mm/s.
- En el análisis modal de vibraciones del conjunto eje-rotor mediante el modelo matemático se obtuvo una frecuencia crítica de 186,45 Hz y con la aplicación del software Ansys 17.2 un valor de 183,83 Hz, registrando un error del 1,40%; además se registró velocidades de 11018 RPM y 11030 RPM que de manera experimental en los variadores de frecuencia altivar 11 es imposible establecerlas ya que el mismo registra una velocidad máxima de 3450 RPM.
- Con la aplicación de la prueba “t” de Student para muestras relacionadas se determinó que el régimen de cavitación afecta a los parámetros de rendimiento energético como son la altura, potencia útil, potencia activa y rendimiento, donde la estimación del p-valor fueron menores que el nivel de significancia del 5% demostrados mediante la utilización del software SPSS.
- Se logró desarrollar un plan de mantenimiento centrado en la confiabilidad RCM, que permitirá a los estudiantes de la Universidad de las Fuerzas Armadas diagnosticar de manera precisa el daño que se presente a futuro en el sistema de bombeo.

RECOMENDACIONES

- Capacitar adecuadamente en el manejo e interpretación de CFD, que es una herramienta informática muy poderosa para el control y prevención de fenómenos generados por fluidos.
- Los resultados experimentales no serán reemplazados por los del software ya que el mismo me permite tener una aproximación a la respuesta real siempre y cuando se tenga conocimiento del mismo.
- Incluir un dispositivo de análisis modal de vibraciones en el sistema de bombeo que permita el monitoreo de frecuencias críticas y velocidades de vibración en la pantalla touch.
- Se recomienda que el laboratorio de Electrobombas de la Universidad de las Fuerzas Armadas sea utilizado para el fin de promover el aprendizaje de los estudiantes de la universidad y el mismo preste sus instalaciones para lo antes mencionado y no para fines diferentes.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ansys. (30 de 10 de 2001). *Guía de Análisis Estructural o Dinámica Manual de Formación*. Recuperado el 10 de 2016, Obtenido de: <http://documents.mx/embed/207-modalppt.html>
- Ansys. (28 de 4 de 2009). *CFX - Mesh*. Recuperado el 10 de 2016, de ANSYS Meshing, Application, Obtenido de: http://www.racfd.com/mesh/AM_12_Appendix%20B.ppt.
- ANSYS. (25 de Junio de 2014). *Introducción to CFD Methodology & CFX USA*.
- Ansys. (2016). *Ansys*. Recuperado el 10 de 2016, Obtenido de: <http://www.ansys.com/>
- Arranz, A. (2013). *Problemas sistemáticos en válvulas de control*. Recuperado el 10 de 2016, de EMERSON Process Management. Obtenido de: http://www2.emersonprocess.com/siteadmincenter/PM%20Central%20Web%20Documents/Problemas_sistem%C3%A1ticos_en_v%C3%A1lvulas_de_control.pdf
- ATECYR. (06 de 2012). *Guía técnica de selección de equipos de transporte de fluidos*. Recuperado el 08 de 2016, Obtenido de http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_10_Guia_tecnica_a_seleccion_de Equipos_de_transporte_de_fluidos._Bombas_y_ventiladores_758f070c.pdf
- Bakker, A. (3 de 2012). *Lecture 7 - Meshing*. Recuperado el 10 de 2016, de Applied Computational Fluid Dynamics, Obtenido de: <http://www.bakker.org/>
- Cantos Macias, M. A. (2013). *Máquinas Hidráulicas*. Recuperado el 23 de 07 de 2016, Obtenido de: http://es.slideshare.net/cantosmacias/maquinas-hidraulicas-16780085?from_action=save
- Castillo Elsitdié, L. G., & Carrillo Sánchez, J. M. (s.f). *Consideraciones del mallado aplicadas a cálculos de flujos bifásicos con las técnicas de dinámica de fluidos computacional*. Recuperado el 10 de 2016, de IV Jornadas de Introducción a la Investigación de la UPCT.

- Castillo Gonzáles, J. (11 de 07 de 2013). *“Cavitación en bombas centrífugas: su origen y sus efectos.”*. Recuperado el 08 de 09 de 2016, Obtenido de <http://www2.udec.cl/~josefcastillo/cavitacion.pdf>
- Castillo Orozco, E. A. (2012). *Validación de un modelo CFD para análisis de golpe de ariete en conductos cerrados*. Recuperado el 10 de 2016, de Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción, Obtenido de: <http://www.dspace.espol.edu.ec>
- Cayo Mayanquer, B. F., & Iza Cofre, B. W. (Mayo de 2008). *Banco de pruebas para bombas centrífugas*. Recuperado el Octubre de 2016, de Carrera de Ingeniería Electromecánica, Obtenido de: <http://repositorio.espe.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/21000/4299/T-ESPEL-0518.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Churio Arzuaga, J. E. (2011). *Modelo de mantenimiento centrado en la confiabilidad (rcm) en la flota de equipos de oruga d11n de la empresa minera drummond ltd.* Recuperado el 10 de 2016, Obtenido de <http://docplayer.es/5833979-Modelo-de-mantenimiento-centrado-en-confiabilidad-rcm-en-la-flota-de-equipos-de-oruga-d11n-de-la-empresa-miniera-drummond-ltd.html>
- Cisneros H, B. ((s.f.)). *Cavitación Un ataque al corazón de las Bombas Centrífugas*. Recuperado el 02 de 09 de 2016, Obtenido de http://gonzalezpyadira.mex.tl/imagesnew2/0/0/0/0/2/1/4/2/7/5/CAVITACION_2.pdf
- ESSS. (2012). *Catálogo de Formación*. Recuperado el 10 de 2016, de Instituto de Investigación, Desarrollo y Formación, Obtenido de: http://www.esss.com.br/pdf/es_ES/ESSS_treinamentos_esp_2012.pdf
- Fernández Diez, P. (2013). *Bombas Centrífugas y Volumétricas*. Recuperado el 07 de 2016, Obtenido de: http://www.ing.una.py/pdf_material_apoyo/bombas-centrifugas-y-volumetricas.pdf
- Flores, A. (09 de 11 de 2012). *Mecánica de Fluidos - Ley de viscosidad*. Recuperado el 08 de 2016, Obtenido de:

<https://prezi.com/f1zn8etu1ukw/mecanica-de-fluidos-ley-de-viscosidad/>

Gómez Alvarado, C. O. (2009). *Ventajas de la simulación CFD*. Recuperado el 10 de 2016, de Hidrodinámica de un Horno Reformador, Obtenido de: http://www.umag.cl/biblioteca/tesis/gomez_alvarado_2009.pdf

Gómez, M. (s.f). *Bomba centrífuga definición: Las Bombas Centrífugas también llamadas Rotodinámicas*. Recuperado el 07 de 2016, Obtenido de:

https://www.academia.edu/8014551/BOMBA_CENTR%C3%8DFUGA_DEFINICI%C3%93N_Las_Bombas_cent%C3%ADfugas_tambi%C3%A9n_llamadas_Rotodin%C3%A1micas

Haro Valladares, J., & Sanaguano Jiménez, E. (2016). *Estudio del comportamiento de fluidos de una micro central hidroeléctrica gravitacional de vórtice, mediante la dinámica computacional de fluidos de alto rendimiento, para la generación de energía eléctrica y la implementación de un prototipo*. Latacunga.

HERRIN, D. (2012). *Vibro-Acoustic Design in Mechanical Systems*. Recuperado el 10 de 2016, Obtenido de: http://www.ewp.rpi.edu/hartford/~ernesto/F2013/SRDD/Readings/ModalAnalysis-ANSYS_Tutorial-UKentucky.pdf

Lara Viera, R. N., & Quingatuña Sinchiguano, R. P. (2010). *“Sistema de supervisión del banco de pruebas para electrobombas mediante un panel de visualización para la ESPE-L”*. Latacunga.

Lluguay Duchi, K. Á. (1 de 2016). *Desarrollar un modelo CFD para el análisis del comportamiento del fluido en tuberías del banco de pérdidas de turbomaquinaria hidráulica y laboratorio*. Recuperado el 10 de 2016, de Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, Obtenido de: <http://dspace.espech.edu.ec/bitstream/123456789/4650/1/15T00621.pdf>

Lozano Durán, A. (9 de 11 de 2015). *Fluid Dynamics Group UPM*. Recuperado el 10 de 2016, de Apuntes sobre Dinámica de Fluidos Computacional,

Obtenido de: http://torroja.dmt.upm.es/adrian/wp-content/uploads/2015/11/Apuntes_CFD_2015.pdf

Marbello Pérez, R. (2007). *Bombas hidráulicas rotodinámicas. Teoría y Aplicaciones*. Recuperado el 08 de 2016, Obtenido de: <http://www.bdigital.unal.edu.co/11934/51/3353962.2007.Parte11.pdf>

Marchegiani, A. R. (Octubre de 2006). *Cavitación*. Recuperado el 07 de 09 de 2016, Obtenido de: https://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwicyKqz5orPAhXDXR4KHRCBBAQQFggaMAA&url=http%3A%2F%2Fkimerius.com%2Fapp%2Fdownload%2F5780662695%2FCavitaci%25C3%25B3n.pdf&usg=AFQjCNE1t38ZGQqX4NPprDvLwUBGzMys_Q&bvm

Martinez Salazar, M. (26 de 09 de 2011). *Determinación del flujo másico para disminuir la temperatura en el anden del metro de la ciudad de México, D.F.*; Recuperado el 10 de 2016, de Universidad de Veracruzana.

Mataix, C. (Marzo de 1982). *Mecànica de fluidos y Màquinas Hidràulicas*. Recuperado el 03 de 09 de 2016, Obtenido de: https://docs.google.com/uc?export=download&confirm=no_antivirus&id=0ByAW4kMz4vgUV1IMTGNXdFZTWDg

Moncada Benavides, D. N., & Morales Montes, H. (2003). *Aplicación práctica de la dinámica de fluidos computacional (DFC) en la medición de flujo de fluidos*. Recuperado el 11 de 09 de 2016, Obtenido de: <http://www.imiq.org/wp-content/uploads/2012/02/18204.pdf>

Montevideo Z., N., Duarte T., A., & Caraballo V., G. (2013). Análisis numérico del campo de flujo a través del dominio fluidizado impulsor-voluta en una bomba centrífuga. *Red de revistas científicas de América Latina y el Caribe, España-Portugal*, 43.

Mora Martinez, J. W. (2013). *Elaboración y validación de un modelo matemático para el estudio de las vibraciones generadas por ejes agrietados*. Pereira.

- Mott, R. L. (2006). *Mecánica de Fluidos*. México, D.F.:: Pearson Educación.
- Moubray, J. M. (2004). *Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad*.
- NAVARRENSIS, U. (s.f.). *Normativa sobre vibraciones*. Recuperado el 15 de 02 de 2017, de Departamento de Ingeniería Mecánica, Energética y de Materiales, Obtenido de: http://www.imem.unavarra.es/EMyV/pdfdoc/vib/vib_normativa.pdf
- Nieto, C., López, R., & Galvis, O. (s.f). *Mantenimiento de bombas centrifugas*. Obtenido de: <http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/CURSO%20OPERADOR%20DE%20MANTENIMIENTO%20MECANICO%20INDUSTRIAL/17%20MANTENIMIENTO%20DE%20BOMBAS%20CENTRIFUGAS.pdf>
- Núñez, L. (2015). *Cavitación*. Recuperado el 09 de 2016, Obtenido de: <http://es.slideshare.net/luifernunez1/cavitacion-45941259>
- Ortega Lara, P. R. (Agosto de 2015). *Simulación Numérica de una estructura separadora de caudales con metodología CFD, aplicando el paquete computacional Ansys CFX 15.0*. Recuperado el 11 de 09 de 2016, Obtenido de: <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/11592/1/CD-6514.pdf>
- Patiño Armijos, E. C. (09 de 2014). *Estudio del comportamiento hidráulico de un flujo a través de un sistema de vórtice gravitacional utilizando técnicas de Dinámica de fluidos computacional (CFD)*. Recuperado el 10 de 2016, de Universidad Técnica Particular de Loja, Obtenido de: http://dspace.utpl.edu.ec/bitstream/123456789/10765/1/Patino_Armijos_Edison_Carlos.pdf
- Piovan, M. T. (2014). Proyecto y cálculo de ejes y elementos accesorios. En *Dinámica de ejes y rotores - Determinación de frecuencias críticas* (pág. 12).
- Sánchez Vázquez, J. (9 de 2004). *Biblioteca Universidad de Sevilla*. Recuperado el 10 de 2016, de Simulación numérica directa en paralelo de la ecuaciones de Navier-Stokes en flujos con capa límite desprendida. Aplicaciones en instalaciones deportivas con gradas

cubiertas. Obtenido de:
<http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/3718/fichero/Parte+I%252FCapitulo+3.pdf>

Sandoval Barrera, L. E. (2010). *Banco de Pruebas para el estudio de cavitación en una bomba centrífuga mediante análisis de vibraciones mecánicas*. Recuperado el 10 de 2016, Obtenido de:
<http://repositorio.uis.edu.co/jspui/bitstream/123456789/5952/2/136301.pdf>

Streeter, V. L., Wylie, E. B., & Bedford, K. W. (1999). *Mecánica de Fluidos*. Recuperado el 05 de 09 de 2016, Obtenido de:
https://docs.google.com/uc?export=download&confirm=no_antivirus&id=0BxQ2-C1095dHX3ZTNUVMU3A0QUk

Toba, A. (Dirección). (2015). *Tutorial ANSYS Workbench Estrategias de Mallado I* [Película].

Vargas Badillo, S. F. (2015). *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*. Ambato.

Velásquez Aguilar, L. A. (2004). *Diagnóstico de problemas mediante análisis de vibraciones. Enfoque en bombas centrífugas del sistema de enfriamiento de motores de combustión interna de una planta de generación de energía eléctrica y ventiladores de tiros mecánicos de calderas acuotubular*. Guatemala.

Viñolo Cuesta, R. (2010). *Modelado, simulación y cálculo estructural de una bomba de pistones. Aplicación docente*. Recuperado el 10 de 2016, Obtenido de:
archivo.uc3m.es/bitstream/10016/10802/1/PFC%20Rodrigo%20Cuesta.pdf

ANEXOS



**DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA
CARRERA DE INGENIERIA ELECTROMECAÁNICA**

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores:
CHRISTIAN ANDRÉS CARVAJAL MARTINEZ y JOSÉ LUIS POALACIN FLORES.

En la ciudad de Latacunga, a los **28 días del mes de Junio del 2017.**

Ing. Wilson Sánchez

DIRECTOR DEL PROYECTO

Aprobado por:

Ing. Katya Flores
**DIRECTORA DE CARRERA
ELECTROMECAÁNICA**

Dr. Rodrigo Vaca
SECRETARIO ACADÉMICO