



UNIVERSIDAD DE CARABOBO  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
DEPARTAMENTO DE TÉRMICA Y ENERGÉTICA  
TRABAJO ESPECIAL DE GRADO



# **ESTUDIO DE LAS CONDICIONES OPERACIONALES MÁS FAVORABLES Y EL AHORRO ENERGÉTICO A SISTEMAS DE BOMBEO DE UNA PLANTA DE FCC**

**Autores:**

Casal L. Juan C. CI: 17.823.176

Varela M. Andri G CI: 18.166.255

**Profesor-Guía Asignado:**

Velásquez José

**Tutor Empresarial:**

Acevedo Franklin

**Bárbula, Junio de 2009**



**ESTUDIO DE LAS CONDICIONES OPERACIONALES MÁS FAVORABLES Y EL AHORRO ENERGÉTICO A SISTEMAS DE BOMBEO DE UNA PLANTA DE FCC**

Este trabajo puede tener mi nombre, pero este logro no es solo mío, es de todos esos seres queridos que me rodean, a quienes aprendí a amar mas allá de mi propio entendimiento; este logro es de **Dios**, por permitirme vivirlo y no dejarme perder el camino en los momentos que casi pierdo la razón, este logro es de mi **padre**, porque sin él, no estaría escribiendo esto, porque no solo me enseñó lo importante que es saber, qué quieres en tu vida, sino porque trabajar con él me hizo entender lo único y especial que es, este logro es de mi **madre**, que no solo me formo como el hombre que soy hoy, sino por no permitir que un “juego de computadora” fuera mas importante que mi carrera, este logro es de **Jule**, que es más que una madre para mí, que se convirtió en una de las personas mas importantes en mi vida, que jamás me negó un consejo ni permitió que me hiciera daño a mi mismo, este logro es de mis hermanos **Carlos** y **Santi**, porque pude haber perdido la cabeza si no me hubiesen prestado su cariño y distracción, este logro es de **mamá Lula**, porque el querer ser un orgullo para ti no me dejo rendirme en los momentos difíciles, este logro es de **papá Alfredo**, que aunque no estés presente y que no hayas pedido verme este día, sé que te sientes orgulloso de mi, este logro es de mis abuelos **Manolo** y **Rosa**, por regalarme este apellido del que estoy inmensamente orgulloso, porque hoy y siempre estaré feliz de estar en su familia, este logro es de mis **tíos, tías, primos, primas y primos sobrinos**, por su anhelo de verme alcanzar mi meta y en especial de mi **tío Manuel** que aunque físicamente no estés presente, se que estás orgulloso de mí. Este logro también es tuyo, **Marla** por todo el apoyo que me has dado, porque siempre estuviste allí cuando más te necesite, porque no te limitaste a solo ser mi novia, porque fue más que amor lo que me distes, gracias por formar parte de mi vida y que estemos juntos hoy celebrando mi triunfo, este logro es de mis amigos **Humberto** y **Amairi**, porque me dieron algo que jamás olvidare, me dieron su amor, apoyo y cariño, este logro es de mis **Profesores y Tutores**, por permitirme crecer bajo su tutela, y en especial al profesor **Velasquez**, porque sé que un cometa como yo no es fácil de soportar, sin embargo, lo logramos profesor.

Juan Carlos Casal Limonggi.

Dedico este proyecto y toda mi carrera universitaria a Dios, por ser quien ha estado conmigo en todo momento dándome las fuerzas necesarias para continuar luchando día tras día y seguir adelante rompiendo todas las barreras que se presenten.

Un agradecimiento especial a toda mi familia, debido a que gracias a ellos, soy quien soy hoy en día y fueron los que me dieron ese cariño y calor humano necesario para luchar por mis metas.

Elogio a mis padres por ser esas personas maravillosas que han velado por mi salud, mis estudios y mi educación. Gracias a esas horas de consejos, de regaños, de tristezas y de alegrías que estoy seguro que lo han hecho con todo el amor del mundo, me han formado como un ser integral.

Aprecio la excelente colaboración, empeño, orientación y apoyo de mis tutores: José Gregorio Velásquez, Franklin Omar Acevedo y Juan Ramón Casal, por su comprensión y ayuda en todo momento que me han enseñado a encarar las adversidades sin perder nunca la dignidad ni desfallecer en el intento.

Deseo expresar mi agradecimiento a todas esas amistades que en distintos momentos han aportado su valioso consejo o sugerencia para impulsar el desarrollo de este proyecto.

Andri Ghiovanny Varela Miranda.



## **RESUMEN**

El desarrollo del presente trabajo, constituye una evaluación las condiciones en las que se encuentran operando los equipos de bombeo de la Unidad de FCC de la Refinería “El Palito”, con el objetivo de evidenciar los problemas en este sistema y presentar propuestas que permitan una mejora en el funcionamiento de los equipos asegurando un ahorro de energía que minimice los gastos innecesarios, tanto por reducción de los gastos de mantenimiento, así como la disminución de la potencia global consumida por la planta.

Inicialmente se recolectaron los datos de los puntos de trabajo de 30 bombas de la unidad de FCC, lo que permitió la estimación de los parámetros de trabajo de las mismas, seguidamente se comparó estas condiciones operacionales con las condiciones óptimas de trabajo y se determinó el consumo de energía en exceso de los equipos. Por otro lado, se estimaron las fuerzas axiales y radiales lo que permitió determinar los esfuerzos que actúan sobre los ejes de las bombas, finalmente se plantearon posibles soluciones y se estudió la factibilidad económica de la aplicación de las mismas.

Entre las conclusiones más relevantes se tiene que veinticuatro (24) equipos presentaron riesgo de recirculación, esto se debió al bajo caudal con el que se encuentran operando, dos (2) equipos presentaron riesgo de pérdida de espesor del anillo de desgaste, lo cual repercute en un aumento de recirculación y pérdida de eficiencia, diecisiete (17) equipos presentaron riesgo de ruptura de eje y veintisiete (27) equipos resultaron reentables económicamente para su reemplazo, de los cuales veintiún (21) equipos fueron recomendados para reemplazo inmediato.

De los equipos que presentan problemas, se recomienda, el reemplazo de las bombas cuyo tiempo de recuperación de capital es inferior a ocho (8) años, para aquellas que superaron el tiempo mínimo de recuperación se sugiere una modificación de su punto de trabajo debido a las pérdidas financieras ocasionadas por el reemplazo.

## ÍNDICE

<b>CONTENIDO</b>	<b>Pág.</b>
<b>AGRADECIMIENTOS.</b> .....	I
<b>RESUMEN.</b> .....	III
<b>ÍNDICE.</b> .....	V
<b>ÍNDICE DE FIGURAS.</b> .....	IX
<b>ÍNDICE DE TABLAS.</b> .....	XI
<b>NOMENCLATURA.</b> .....	XIII
<b>INTRODUCCIÓN.</b> .....	1
<b>CAPÍTULO I</b>	
1.1.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA. ....	3
1.2.- OBJETIVOS. ....	4
1.2.1.- Objetivo general. ....	4
1.2.2.- Objetivos específicos. ....	5
1.3.- ALCANCE. ....	5
1.4.- JUSTIFICACIÓN. ....	5
<b>CAPÍTULO II</b>	
2.1.- ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN. ....	7
2.2.- BASES TEÓRICAS. ....	8
2.2.1- Introducción y funcionamiento de una bomba centrífuga. ....	8
2.2.2.- Altura de impulsión y nivel de aspiración. ....	15
2.2.2.1.- Ecuación de Bernoulli. ....	15
2.2.3.- Curvas características de una bomba centrífuga. ....	17
2.2.4.- Factor de fricción. ....	18
2.2.5.- Funcionamiento de las bombas. ....	20
2.2.6.- Potencia de la bomba centrífuga. ....	21
2.2.7.- Rendimiento de la bomba centrífuga. ....	22
2.2.8.- Relaciones de semejanza geométrica. ....	24
2.2.9.- Números adimensionales. ....	25

2.2.10.- Velocidad específica de succión, $N_s$ .	26
2.2.11.- Teoría de Wislicenus.	26
2.2.12.- Cavitación en bombas centrífugas.	27
2.2.13.- Caudal máximo.	30
2.2.14.- Caudal mínimo y recirculación interna.	30
2.2.15.- Empuje radial o fuerza radial en bombas centrífugas.	32
2.2.16.- Empuje axial o fuerza axial en bombas centrífugas.	34
2.2.16.1.- Empuje axial en bombas mono etapa de simple succión.	34
2.2.16.2.- Empuje axial en bombas mono etapa de doble succión.	37
2.2.17.- Ruptura y deflexión del eje.	38
2.2.17.1.- Deflexión en bombas centrífugas.	39
2.2.17.2.- Reacciones que actúan sobre el eje.	42
2.2.17.3.- Diagrama de corte.	43
2.2.17.4.- Diagrama de momento flector.	44
2.2.17.5.- Esfuerzos que actúan sobre el eje.	45
2.2.17.6.- Esfuerzo cortante por carga transversal.	50
2.2.17.7.- Esfuerzo resultante medio y alternante.	55
2.2.17.8.- Estimación del límite de resistencia a la fatiga.	56
2.2.17.9.- Curva representativa de esfuerzo y ciclos de vida	58
2.2.17.10.- Determinación del factor de seguridad a la fatiga.	58
2.2.18.- Estudio de la factibilidad económica.	59
2.2.18.1.- Vida económica de un equipo.	59
2.2.18.2.- Análisis económico del reemplazo de equipos.	60
2.2.18.3.- Tasa mínima de rendimiento.	60
2.2.18.4.- Capital fijo.	61
2.2.18.5.- Valor residual.	61
2.2.18.6.- Costos operacionales.	61
2.2.18.7.- Factores de capitalización y actualización.	62
2.2.18.8.- Valor neto realizable.	64
2.2.18.9.- Depreciación lineal de equipos.	65
2.2.18.10.- Costo de desinstalación y venta.	65

2.2.18.11.- Determinación de la rentabilidad y toma de decisiones. ....	65
2.2.18.12.- Recuperación de capital y tiempo de pago. ....	66
<b>CAPÍTULO III</b>	
3.1.- NIVEL DE INVESTIGACIÓN. ....	67
3.2.- TIPO DE INVESTIGACIÓN. ....	67
3.3.- DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN. ....	67
<b>CAPÍTULO IV</b>	
4.1.- DOCUMENTACIÓN. ....	71
4.2.- BÚSQUEDA DE LOS DATOS OPERACIONALES. ....	71
4.3.- ESTIMACIÓN DE LOS PARÁMETROS OPERACIONALES Y SELECCIÓN. ....	72
4.3.1.- ESTIMACIÓN DE LOS PARÁMETROS OPERACIONALES PARA LA BOMBA G-2FCC. ....	72
4.3.1.1.- Estimación de los parámetros operacionales para las condiciones de diseño de la planta. ....	73
4.3.1.1.1.- Estimación de potencia útil, accionamiento, del motor y eléctrica para las condiciones de diseño de la planta. ....	73
4.3.1.2.- Estimación de los parámetros operacionales para las condiciones de operación de la planta. ....	73
4.3.1.2.1.- Determinación del punto de trabajo de la bomba. ....	73
4.3.1.2.1.1.- Altura de bombeo. ....	73
4.3.1.2.1.2.- Eficiencia de operación de la bomba. ....	74
4.3.1.2.2.- Estimación de potencia útil, accionamiento, del motor y eléctrica para las condiciones de operación de la planta. ....	74
4.3.1.3.- Cálculo del caudal máximo y mínimo de operación segura de la bomba. ....	75
4.3.1.4.- Cálculo de las fuerzas radial y axial total. ....	76
4.3.1.4.1.- Cálculo de las fuerzas radial y axial total para las condiciones de diseño de la planta. ....	76
4.3.1.4.1.1.- Fuerza radial. ....	76
4.3.1.4.1.2.- Fuerza axial total. ....	76
4.3.1.4.2.- Cálculo de las fuerzas radial y axial total para las condiciones de operación	

de la planta. ....	77
4.3.1.5.- Cálculo del consumo en exceso de energía de la bomba en estudio. ....	78
4.3.1.5.1.- Cálculo del consumo en exceso de energía de la bomba en estudio para las condiciones de diseño de la planta. ....	78
4.3.1.5.2.- Cálculo del consumo en exceso de energía de la bomba en estudio para las condiciones de operación de la planta. ....	79
4.3.1.6- Estimación de los parámetros de ruptura y deflexión del eje para condiciones de operación. ....	80
4.3.2.- SELECCIÓN DE LA NUEVA BOMBA TAG G-2FCC. ....	86
4.3.3.- ESTIMACIÓN DE LA FACTIBILIDAD ECONÓMICA DE LA BOMBA DE SUCCIÓN SIMPLE TAG G-2FCC. ....	87
4.3.4.- ESTIMACIÓN DE LOS PARÁMETROS OPERACIONALES PARA LA BOMBA DE DOBLE SUCCIÓN TAG G-23FCC. ....	88
4.3.4.1.- Estimación de los parámetros operacionales para las condiciones de diseño de la planta. ....	89
4.3.4.2.- Estimación de los parámetros operacionales para las condiciones de operación de la planta. ....	90
<b>CAPÍTULO V</b>	
5.1.- RESULTADOS DEL ESTUDIO REALIZADO A LAS BOMBAS DE LA REFINERÍA EL PALITO.....	93
5.2.- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL ESTUDIO REALIZADO A LAS BOMBAS DE LA REFINERÍA EL PALITO.....	113
<b>CONCLUSIONES.</b> ....	121
<b>RECOMENDACIONES.</b> ....	123
<b>BIBLIOGRAFÍA.</b> ....	127
<b>APÉNDICE I</b> .....	129
<b>ANEXOS</b> .....	179

## ÍNDICE DE FIGURAS

CONTENIDO	Pág.
Figura 2.1: Diagrama de una bomba centrífuga típica. ....	9
Figura 2.2: Partes de una bomba Centrífuga. ....	10
Figura 2.3: Diagrama de un impulsor. ....	11
Figura 2.4: Diagrama de una bomba con carcasa tipo voluta. ....	12
Figura 2.5: Diagrama de una bomba con carcasa tipo doble voluta. ....	13
Figura 2.6: Diagrama de una bomba con carcasa tipo difusor. ....	14
Figura 2.7: Alturas a considerar en una instalación de bomba centrífuga. ....	16
Figura 2.8: Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga. ....	18
Figura 2.9: Curva de pérdidas correspondientes a una bomba centrífuga. ....	19
Figura 2.10: Zonas de operación de una bomba centrífuga. ....	20
Figura 2.11: Disminución brusca de las curvas características por el efecto de la cavitación en una bomba centrífuga. ....	27
Figura 2.12: Altura neta de entrada disponible. ....	28
Figura 2.13: Altura neta de entrada requerida. ....	29
Figura 2.14: NPSH requerido Vs. NPSH disponible. ....	30
Figura 2.15: Recirculación interna. ....	31
Figura 2.16: Variación de la magnitud y dirección del empuje radial con el caudal en un difusor de voluta. ....	33
Figura 2.17: Difusor de voluta simple (a) y difusor de voluta doble (b). ....	33
Figura 2.18: Empuje axial en una bomba de eje horizontal de impulsor cerrado y de una etapa. ....	36
Figura 2.19: Corte transversal de una bomba de carcasa partida. ....	38
Figura 2.20: Empuje axial en una bomba de eje horizontal de impulsor cerrado y de doble succión. ....	39
Figura 2.21: Esquema del eje de una bomba de succión simple junto con sus dimensiones y fuerzas. ....	40
Figura 2.22: Esquema del eje de una bomba de succión doble junto con sus	

dimensiones y fuerzas. ....	40
Figura 2.23: Viga simplemente apoyada. ....	42
Figura 2.24: Diagrama de Corte. ....	44
Figura 2.25: Diagrama de Momento. ....	45
Figura 2.26: Viga circular bajo torsión. ....	51
Figura 2.27: Curva S-N representativa. ....	59
Figura 4.1: Cuadro de características básicas de la selección. ....	86
Figura 4.2: Curva de comportamiento de la bomba seleccionada. ....	87
Figura 5.1: Comparación de potencias eléctricas. ....	97
Figura 5.2: Comparación de Caudales. ....	99
Figura 5.3: Comparación de Fuerzas Radiales. ....	101
Figura 5.4: Comparación de Fuerzas Axiales. ....	102
Figura 5.5: Factor de seguridad a la fatiga $N_f$ para el punto de diseño. ....	106
Figura 5.6: Factor de seguridad a la fatiga $N_f$ para el punto de operación. ....	106
Figura 5.7: Incremento de eficiencia teórico. ....	108
Figura 5.8: Ahorro teórico de potencia. ....	109

## ÍNDICE DE TABLAS

CONTENIDO	Pág.
Tabla 4.1: Punto de trabajo de la bomba TAG G-2FCC en condiciones de operación. ...	74
Tabla 4.2: Valores del NPSH disponible y requerido para distintos porcentajes de caudal. ....	75
Tabla 4.3: Tabla comparativa $EA_{EI}(i)$ y $EA_{EN}(i)$ . ....	88
Tabla 4.4: Tabla comparativa $EA_{EI}(i)^*$ y $EA_{EN}(i)^*$ para $n^*$ . ....	88
Tabla 5.1: Características de la bomba y del fluido de trabajo. ....	93
Tabla 5.2: Punto de diseño de las bombas. ....	95
Tabla 5.3: Punto de operación de las bombas. ....	95
Tabla 5.4: Estudio hidráulico de las bombas. ....	97
Tabla 5.5: Estimación de las fuerzas radial y axial. ....	99
Tabla 5.6: Estimación de la deflexión del eje. ....	102
Tabla 5.7: Estudio de ruptura del eje. ....	104
Tabla 5.8: Estudio energético en condiciones de operación. ....	107
Tabla 5.9: Características de las bombas nuevas. ....	109
Tabla 5.10: Comparación entre la potencia teórica y la potencia real. ....	110
Tabla 5.11: Resultado de la selección. ....	111
Tabla 5.12: Características de las bombas nuevas. ....	112
Tabla 5.13: Listado de bombas recomendadas para reemplazo. ....	119



## NOMENCLATURA

- ✓  $A$  = Área de la sección transversal de la tubería ( $m^2$ ).
- ✓  $A_x$  = Área de la sección transversal del eje en el punto X ( $m^2$ ).
- ✓  $a$  = Distancia entre apoyos ( $m$ ).
- ✓  $b$  = Distancia en voladizo ( $m$ ).
- ✓  $b_2$  = Ancho del alabe ( $m$ ).
- ✓  $Cc$  = Costo de fletes y costo de instalación del equipo nuevo ( $BsF$ ).
- ✓  $C_{CAR}$  = Coeficiente de carga (adimensional).
- ✓  $CE$  = Consumo eléctrico ( $BsF/año$ ).
- ✓  $CF$  = inversión en capital fijo ( $BsF$ ).
- ✓  $C_h$  : Coeficiente de carga (adimensional).
- ✓  $CM$  = Consumo por mantenimiento ( $BsF/año$ ).
- ✓  $Cop$  = costos operacionales ( $BsF$ ).
- ✓  $\cos \varphi$  = Factor de potencia (adimensional).
- ✓  $C_q$  : Coeficiente de capacidad (adimensional).
- ✓  $C_{SUP}$  = Coeficiente de superficie (adimensional).
- ✓  $C_{TAM}$  = Coeficiente de tamaño (adimensional).
- ✓  $C_{TEMP}$  = Coeficiente de temperatura (adimensional).
- ✓  $Cv$  = Costo de desinstalación y venta ( $BsF$ ).
- ✓  $C_w$  : Coeficiente de potencia (adimensional).
- ✓  $Dt$  = Depreciación del equipo ( $BsF$ ).
- ✓  $d$  = Diámetro interno de la tubería ( $m$ ).
- ✓  $d_{anillo}$  = Diámetro del anillo de desgaste ( $m$ ).
- ✓  $d_{anillo}$  = Diámetro del eje en el punto de contacto con el anillo de desgaste ( $m$ ).

- ✓  $d_{eje}$  = Diámetro del eje de la bomba ( $m$ ).
- ✓  $d_{imp}$  = Diámetro del impulsor ( $m$ ).
- ✓  $d_o$  = Diámetro del ojo del impulsor ( $m$ ).
- ✓  $d_{ojo}$  = Diámetro del ojo del impulsor ( $m$ ).
- ✓  $d_x$  = Diámetro del eje en el punto X ( $m$ ).
- ✓  $dy_d$  = Deflexión del eje para condiciones de diseño ( $m$ ).
- ✓  $dy_{ds}$  = Deflexión del eje para bombas de succión doble ( $m$ ).
- ✓  $dy_{op}$  = Deflexión del eje para condiciones de operación ( $m$ ).
- ✓  $dy_{ss}$  = Deflexión del eje para bombas de succión simple ( $m$ ).
- ✓  $E$  = Modulo de Young ( $Pa$ ).
- ✓  $EA(i)$  = Equivalente Anual ( $BsF$ ).
- ✓  $EA(i)_{\text{costos de operacion}}$  = Equivalente anual debido a los costos operacionales ( $BsF$ ).
- ✓  $EA(i)_{\text{inversion}}$  = Equivalente anual debido a la inversión ( $BsF$ ).
- ✓  $EA_{EI}(i)^*$  = Equivalente anual del equipo instalado para su vida económica ( $BsF$ ).
- ✓  $EA_{EN}(i)^*$  = Equivalente anual del equipo nuevo para su vida económica ( $BsF$ ).
- ✓  $F_a$  = Fuerza axial resultante ( $N$ ).
- ✓  $F_{ad}$  = Fuerza axial en condiciones de operación ( $N$ ).
- ✓  $F_{ad}$  = Fuerza axial total en bombas de carcaza partida o de doble succión ( $N$ ).
- ✓  $F_{aN}$  = Fuerza axial en condiciones nominales ( $N$ ).
- ✓  $F_{aop}$  = Fuerza axial en condiciones de diseño ( $N$ ).
- ✓  $F_r$  = Empuje radial o fuerza radial ( $N$ ).
- ✓  $F_{rd}$  = Fuerza radial en condiciones de diseño ( $N$ ).
- ✓  $F_{rN}$  = Fuerza radial en condiciones nominales ( $N$ ).
- ✓  $F_{rop}$  = Fuerza radial en condiciones de operación ( $N$ ).

- ✓  $F_1$  = Es el empuje axial producido por el perfil de presiones en la corona anterior del impulsor ( $N$ ).
- ✓  $F_2$  = Es el empuje axial producido por el perfil de presiones sobre la corona posterior del impulsor ( $N$ ).
- ✓  $F_3$  = Fuerza en el ojo del impulsor ( $N$ ).
- ✓  $F_4$  = Fuerza generada por la presión de succión ( $N$ ).
- ✓  $f$  = Factor de fricción (adimensional).
- ✓  $g$  = incremento anual de los costos operacionales debido al deterioro ( $BsF$ ).
- ✓  $g$  = Aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ ).
- ✓  $g_{EI}$  = incremento anual de los costos operacionales debido al deterioro para el equipo instalado ( $BsF$ ).
- ✓  $H$  = Altura ( $m.c.f$ ).
- ✓  $H_a$  = Altura de aspiración ( $m.c.f$ ).
- ✓  $H_d$  = Altura en condiciones de diseño ( $m.c.f$ ).
- ✓  $H_i$  = Altura del impulsor ( $m.c.f$ ).
- ✓  $H_{ideal}$  = Carga ideal ( $m.c.f$ ).
- ✓  $H_{op}$  = Altura en condiciones de operación ( $m.c.f$ ).
- ✓  $H_s$  = Horas en servicio del equipo por año ( $h/año$ ).
- ✓  $hf_a$  = Pérdidas en el tramo de aspiración ( $m.c.f$ ).
- ✓  $h_{fD}$  = Pérdidas por fricción en el tramo de descarga ( $m.c.f$ ).
- ✓  $h_{fS}$  = Pérdidas por fricción en el tramo de succión ( $m.c.f$ ).
- ✓  $I$  = Inercia del eje ( $m^4$ ).
- ✓  $II$  = Es la inversión inicial para poner en marcha el nuevo equipo ( $BsF$ ).
- ✓  $I_m$  = Inercia de masa del impulsor ( $kg.m^2$ )
- ✓  $I_x$  = Inercia el eje en el punto X ( $m^4$ ).

- ✓  $i$  = tasa mínima de rendimiento (%).
- ✓  $i$  = Intensidad de corriente ( $A$ ).
- ✓  $J_{anillo}$  = Inercia polar del eje en el punto de contacto con el anillo de desgaste ( $m^4$ ).
- ✓  $K$  = Relación de giro del fluido entre impulsor y carcasa al giro del impulsor (adimensional)
- ✓  $k_c$  = Constante de choque ( $s^2/m^5$ ).
- ✓  $K_f$  = Factor de concentración de esfuerzos a la fatiga (adimensional).
- ✓  $K_{fm}$  = Factor de concentrador de esfuerzos medio a la fatiga (adimensional).
- ✓  $K_{fs}$  = Factor de concentración de esfuerzos cortantes a la fatiga (adimensional).
- ✓  $K_{fsm}$  = Factor de concentrador de esfuerzos cortantes medio a la fatiga (Adimensional).
- ✓  $k_r$  = Constante de roce ( $s^2/m^5$ ).
- ✓  $K_R$  = Coeficiente experimental (adimensional).
- ✓  $K_{TCHAVETA}$  = Factor de concentración de esfuerzos debido a la chaveta (adimensional).
- ✓  $K_{TRANURA}$  = Factor de concentración de esfuerzos debido a la ranura (adimensional).
- ✓  $K_{TREDUCCION}$  = Factor de concentrador de esfuerzos debido a la reducción (adimensional).
- ✓  $K_{TROSCA}$  = Factor de concentración de esfuerzos debido a la rosca (adimensional).
- ✓  $K_{TCHAVETA}$  = Factor de concentración de esfuerzos cortantes debido a la chaveta (adimensional).
- ✓  $K_{TSRANURA}$  = Factor de concentración de esfuerzos cortantes debido a la ranura (adimensional).
- ✓  $K_{TSREDUCCION}$  = Factor de concentrador de esfuerzos cortantes debido a la reducción (adimensional).

- ✓  $K_{TSROSCA}$  = Factor de concentración de esfuerzos cortantes debido a la rosca (adimensional).
- ✓  $L$  = Longitud del tramo de tubería y/o equivalente de accesorios ( $m$ ).
- ✓  $M_T$  = Momento torsor ( $Nm$ ).
- ✓  $Mt_m$  = Momento torsor debido a la inercia de masa del impulsor ( $kg.m^2$ )
- ✓  $M_x$  = Momento flector en el punto X ( $Nm$ ).
- ✓  $m_{imp}$  = Masa del impulsor ( $kg$ )
- ✓  $N$  = Vida útil del equipo (*años*).
- ✓  $N_f$  = Factor de seguridad a la fatiga
- ✓  $N_{fd}$  = Factor de seguridad a la fatiga para condiciones de diseño (adimensional).
- ✓  $N_{fop}$  = Factor de seguridad a la fatiga para condiciones de operación (adimensional).
- ✓  $NPSH_d$  = Carga neta positiva de succión disponible (*m.c.f.*).
- ✓  $NPSH_r$  = Carga neta positiva de succión requerida (*m.c.f.*).
- ✓  $N_s$  : Velocidad específica  $\left( \frac{rpm \cdot (m^3/s)^{1/2}}{m^{3/4}} \right)$ .
- ✓  $n$  = periodo de estudio en años (*años*).
- ✓  $n$  = Número de revoluciones (*rpm*).
- ✓  $P$  = Presión del fluido ( $Pa$ ).
- ✓  $P_a$  = Presión en la aspiración ( $kPa$ ).
- ✓  $P_{atm}$  = Presión atmosférica ( $Pa$ ).
- ✓  $P_c$  = Precio de compra del equipo nuevo ( $BsF$ ).
- ✓  $P_d$  = Presión de descarga ( $Pa$ ).
- ✓  $P_e$  = Precio del consumo eléctrico ( $BsF/kWh$ ).
- ✓  $P_{eje}$  = Peso del eje ( $N$ ).
- ✓  $P_{imp}$  = Peso del impulsor ( $N$ ).

- ✓  $P_v$  = Precio de venta del equipo ( $BsF$ ).
- ✓  $P_v$  = Presión de vapor ( $Pa$ ).
- ✓  $q$  = Caudal circulante ( $m^3/s$ ).
- ✓  $q$  = Sensibilidad a las muescas (adimensional).
- ✓  $q_d$  = Caudal de diseño ( $m^3/s$ ).
- ✓  $q_e$  = Caudal de recirculación externa ( $m^3/s$ ).
- ✓  $q_i$  = Caudal de recirculación interna ( $m^3/s$ ).
- ✓  $q_{max}$  = Caudal máximo seguro ( $m^3/s$ ).
- ✓  $q_{min}$  = Caudal mínimo seguro ( $m^3/s$ ).
- ✓  $q_N$  = Caudal en condiciones nominales ( $m^3/s$ ).
- ✓  $q_{op}$  = Caudal en condiciones de operación ( $m^3/s$ ).
- ✓  $R_a$  = Reacción en el apoyo lateral ( $N$ ).
- ✓  $R_b$  = Reacción en el apoyo central ( $N$ ).
- ✓  $Re$  = Número de Reynolds (adimensional).
- ✓  $r$  = Radio de la muesca ( $m$ ).
- ✓  $r_{anillo}$  = Radio del eje en el punto de contacto con el anillo de desgaste ( $m$ ).
- ✓  $r_{imp}$  = Radio del impulsor ( $m$ ).
- ✓  $r_x$  = Radio del eje en el punto X ( $m$ ).
- ✓  $S$  = Velocidad específica de succión  $\left( \frac{rpm \cdot (m^3/s)^{1/2}}{m^{3/4}} \right)$ .
- ✓  $S_D$  = Espacio axial ( $m$ ).
- ✓  $S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga corregido
- ✓  $S_e^*$  = Límite de resistencia a la fatiga sin corregir ( $Pa$ ).
- ✓  $SG$  = Gravedad específica del fluido (adimensional).

- ✓  $S_{ut}$  = Esfuerzo último del material ( $Pa$ ).
- ✓  $S_y$  = Esfuerzo de fluencia del material ( $Pa$ ).
- ✓  $T$  = Temperatura del fluido ( $^{\circ}C$ ).
- ✓  $T_m$  = Esfuerzo torsor debido a la inercia de masa del impulsor ( $Pa$ )
- ✓  $T_{nom}$  = Esfuerzo cortante por torsión ( $Pa$ ).
- ✓  $TP$  = Tiempo de pago (*años*).
- ✓  $t_a$  = Tiempo de arranque del motor ( $s$ )
- ✓  $U_{anillo}$  = Velocidad tangencial del fluido en el anillo del impulsor ( $m/s$ ).
- ✓  $U_d$  = Velocidad tangencial del fluido a la salida del impulsor ( $m/s$ ).
- ✓  $U_{eje}$  = Velocidad tangencial del fluido en el eje de la bomba ( $m/s$ ).
- ✓  $V$  = Velocidad del fluido ( $m/s$ ).
- ✓  $VNR$  = Valor neto realizable ( $BsF$ ).
- ✓  $V_o$  = Velocidad del fluido en el ojo del impulsor ( $m/s$ ).
- ✓  $VR$  = valor residual al final de la vida útil del equipo ( $BsF$ ).
- ✓  $VR_{EI}$  = valor residual al final de la vida útil del equipo instalado ( $BsF$ ).
- ✓  $V_x$  = Fuerza cortante por carga transversal en el punto X ( $N$ ).
- ✓  $v$  = Voltaje ( $V$ ).
- ✓  $\dot{W}_a$  = Potencia de accionamiento ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{ad}$  = Potencia de accionamiento en condiciones de diseño ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{adv}$  = Potencia de accionamiento de diseño recalculada en condiciones de eficiencia de Wislliscenus ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{aw}$  = Potencia de accionamiento en condiciones de eficiencia de Wislliscenus ( $W$ )
- ✓  $\dot{W}_e$  = Potencia eléctrica ( $W$ )

- ✓  $\dot{W}_{ed}$  = Potencia eléctrica en condiciones de diseño ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{edw}$  = Potencia eléctrica de diseño recalculada en condiciones de eficiencia de Wislliscenus ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{en}$  = Potencia eléctrica del equipo nuevo ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{eop}$  = Potencia eléctrica en condiciones de operación ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{ew}$  = Potencia eléctrica en condiciones de eficiencia de Wislliscenus ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_i$  = Potencia interna de la bomba ( $W$ )
- ✓  $\dot{W}_m$  = Potencia del motor ( $W$ )
- ✓  $\dot{W}_{mdw}$  = Potencia del motor de diseño recalculada en condiciones de eficiencia de Wislliscenus ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{mw}$  = Potencia del motor en condiciones de eficiencia de Wislliscenus ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{aop}$  = Potencia de accionamiento en condiciones de operación ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{RA}$  = Potencia real ahorrada ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{TA}$  = Potencia teórica ahorrada ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_u$  = Potencia útil ( $W$ )
- ✓  $X_1$  = Corte máximo positivo (situado en el punto b) ( $N$ ).
- ✓  $X_2$  = Momento máximo en el eje (situado en el punto b) ( $Nm$ ).
- ✓  $X_3$  = Carga axial ( $N$ ).
- ✓  $Y_1$  = Corte máximo negativo (situado en el punto b) ( $N$ ).
- ✓  $Z$  = Energía potencial del fluido ( $m$ ).
- ✓  $Z_1$  = Corte en el punto c (corte en el voladizo del eje) ( $N$ ).



- ✓  $\alpha$  = Aceleración angular del eje ( $rad/s^2$ )
- ✓  $\gamma$  = Peso específico del fluido ( $kN/m^3$ )
- ✓  $\Delta_{choque}$  = Pérdidas debido a los componentes de choque ( $m$ ).
- ✓  $\Delta P_{EM}$  = Energía mínima necesaria ( $m.c.f$ ).
- ✓  $\Delta_{roz}$  = Pérdidas por rozamiento del líquido ( $m$ ).
- ✓  $\varepsilon / D$  = Rugosidad relativa de la tubería (adimensional).
- ✓  $\eta_a$  = Eficiencia del acople (%).
- ✓  $\eta_d$  = Eficiencia en condiciones de diseño (%).
- ✓  $\eta_{dw}$  = Eficiencia tomada de la curva de Wislliscenus para condiciones de diseño (%).
- ✓  $\eta_h$  = Eficiencia hidráulica (%).
- ✓  $\eta_m$  = Eficiencia del motor. (%).
- ✓  $\eta_{mec}$  = Eficiencia mecánica (%).
- ✓  $\eta_n$  = Eficiencia del equipo nuevo (%).
- ✓  $\eta_{op}$  = Eficiencia en condiciones de operación (%).
- ✓  $\eta_t$  = Eficiencia total (%).
- ✓  $\eta_v$  = Eficiencia volumétrica (%).
- ✓  $\eta_w$  = Eficiencia tomada de la curva de Wislliscenus (%).
- ✓  $\rho$  = Densidad del agua ( $kg / m^3$ ).
- ✓  $\sigma_a$  = Esfuerzo axial ( $Pa$ ).
- ✓  $\sigma_a'$  = Esfuerzo alternante corregido ( $Pa$ ).
- ✓  $\sigma_{anom}$  = Esfuerzo alternante sin corregir ( $Pa$ ).
- ✓  $\sigma_f$  = Esfuerzo flector ( $Pa$ ).
- ✓  $\sigma_{MAX}$  = Esfuerzo máximo al cual se somete el eje ( $Pa$ ).

- ✓  $\sigma_{MIN}$  = Esfuerzo mínimo al cual se somete el eje ( $Pa$ ).
- ✓  $\sigma_m'$  = Esfuerzo medio corregido ( $Pa$ ).
- ✓  $\sigma_{mnom}$  = Esfuerzo medio sin corregir ( $Pa$ ).
- ✓  $\sigma_{ta}$  = Esfuerzo alternante total ( $Pa$ ).
- ✓  $\sigma_{tm}$  = Esfuerzo medio total ( $Pa$ ).
- ✓  $\tau$  = Esfuerzo cortante por carga transversal ( $Pa$ ).
- ✓  $\tau_a'$  = Esfuerzo cortante alternante corregido ( $Pa$ ).
- ✓  $\tau_a^*$  = Esfuerzo cortante por carga transversal alternante ( $Pa$ ).
- ✓  $\tau_{anom}$  = Esfuerzo cortante alternante sin corregir ( $Pa$ ).
- ✓  $\tau_C$  = Resistencia del material a la torsión ( $Pa$ ).
- ✓  $\tau_{MAX}$  = Esfuerzo cortante por carga transversal máximo al cual se somete el eje ( $Pa$ ).
- ✓  $\tau_{MIN}$  = Esfuerzo cortante por carga transversal mínimo al cual se somete el eje ( $Pa$ ).
- ✓  $\tau_m'$  = Esfuerzo cortante medio corregido ( $Pa$ ).
- ✓  $\tau_m^*$  = Esfuerzo cortante por carga transversal medio ( $Pa$ ).
- ✓  $\tau_{mnom}$  = Esfuerzo cortante medio sin corregir ( $Pa$ ).
- ✓  $\nu$  = Viscosidad del fluido ( $m^2 / s$ ).
- ✓  $\omega$  = Velocidad tangencial ( $m/s$ ).
- ✓  $\sqrt{a}$  = Constante de Neuber ( $m$ ).
- ✓  $(R/g_{i,n})$  = factor de la serie aritmética (adimensional).
- ✓  $(R/P_{i,n})$  = factor de recuperación de capital (adimensional).
- ✓  $(R/S_{i,n})$  = factor del fondo de amortización (adimensional).

## **INTRODUCCIÓN**

Este trabajo tiene como objetivo evaluar las condiciones en las que se encuentran operando los equipos de bombeo de la Unidad de FCC, con el fin de proponer mejoras a los sistemas que conlleven a beneficios financieros y una disminución del mantenimiento no planificado que actualmente se lleva a cabo en la Refinería El Palito.

El estudio se inicia con recolección de datos de los puntos de trabajo actuales de las bombas, además de la información técnica de los equipos instalados, posteriormente se estimaron los parámetros de operación en los equipos de bombeo y se compararon las condiciones operacionales con las condiciones óptimas de trabajo, luego se determinó el consumo en exceso de energía por parte de los equipos y se estimaron las fuerzas axiales y radiales para determinar los esfuerzos que actúan en los ejes de las bombas. Por último se plantearon soluciones factibles que garantizarían un aumento de eficiencia de los sistemas y se realizó la factibilidad económica de la aplicación de las mismas.

El trabajo se estructuró en cinco capítulos, el primero de ellos presenta el planteamiento del problema y las justificaciones en las que se basa este trabajo; también señala los objetivos a lograr, las limitaciones y el alcance del presente proyecto. El capítulo II, titulado marco teórico, se muestra los principales conocimientos teóricos que sustentan las bases de este trabajo. Posteriormente, en el capítulo III se expone la metodología aplicada para lograr los objetivos propuestos, con la descripción detallada de los procedimientos y equipos utilizados. El capítulo IV presenta el desarrollo de la metodología planteada en el capítulo III, además de un cálculo tipo con la finalidad de mostrar el procedimiento y las consideraciones tomadas para dos (2) modelos diferentes de bombas. El capítulo V presenta los resultados obtenidos y discusión de los mismos. Finalmente, se indican las conclusiones derivadas de este trabajo y las principales recomendaciones establecidas.

La importancia de este estudio radica en los beneficios que se pueden obtener, a partir de una buena selección de bombas para el sistema de bombeo de la Unidad de FCC de la refinería El Palito, además de prevenir las pérdidas de capital ocasionadas por

mantenimiento no planificado y consumo excesivo de potencia eléctrica, debido a bombas no diseñadas para el servicio que actualmente prestan. Este trabajo representa un primer paso para los incontables avances y mejoras que se pueden llevar a cabo en la Unidad de FCC para así disminuir sus gastos y aumentar su eficiencia global.

# **CAPÍTULO I: EL PROBLEMA**

## **1.1.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.**

Petróleos de Venezuela S.A. (PDVSA) es la corporación estatal de la República Bolivariana de Venezuela que se encarga de la exploración, producción, manufactura, transporte y mercadeo de los hidrocarburos, de manera eficiente, rentable, segura, transparente y comprometida con la protección ambiental; con el fin último de motorizar el desarrollo armónico del país, afianzar el uso soberano de los recursos, potenciar el desarrollo endógeno y propiciar una existencia digna y provechosa para el pueblo venezolano, propietario de la riqueza del subsuelo nacional y único dueño de esta empresa operadora.

La Refinería El Palito es uno de los complejos para la refinación de petróleo más grande de Venezuela. Está ubicada en las costas del Estado Carabobo en Venezuela y procesa actualmente un promedio de 130 mil barriles de crudo por día. Este complejo de Petróleos de Venezuela (PDVSA) se encarga del suministro de combustible al centro occidente del país.

La Unidad de Craqueo Catalítico Fluidizado de la Refinería El Palito está diseñada para procesar una corriente de alimentación de 54.000 BPD y 82 % de conversión. El Craqueo Catalítico Fluidizado (FCC) es un proceso en el que los productos excedentes (gasóleos combinados) obtenidos por medio de los procesos primarios de destilación (atmosférica y vacío), son convertidos en productos de mayor valor; tales como: gasolinas, olefinas y residuales. El proceso de Craqueo Catalítico Fluidizado consiste en la desintegración de las moléculas de gasóleo en presencia de un catalizador sólido en forma de partículas esféricas, el cual se comporta como un fluido cuando se le introduce vapor. De ahí el nombre de Craqueo Catalítico Fluidizado.

Actualmente la Unidad de FCC procesa los gasóleos pesados provenientes de la Unidad de Destilación al Vacío, del Complejo Refinador Paraguaná (CRP). Esta unidad posee 105 bombas en todo su sistema de bombeo, las cuales están presentes desde el primer paso del proceso que es mover el gasóleo proveniente del tanque 330x2 y enviarlo con las

bombas G-6227 A/B hacia el tambor de carga de la Unidad de FCC D-6201 (el cual tiene la función de asegurar una alimentación continua y estable al Reactor) mediante control de nivel (62LIC01), pasando previamente por una serie de intercambiadores para su precalentamiento. En el año que se creó la Unidad de FCC de la Refinería El Palito, los ingenieros a cargo de la selección de las bombas del sistema de dicha unidad, carecían de los métodos de la selección de bombas actuales para maximizar la eficiencia, como es el método de Frazer, por lo que en la actualidad dicha selección es considerada poco eficiente. Si se analiza el caso de una bomba, esa pérdida de eficiencia puede, en la mayoría de los casos, no ser muy significativa y no representar una gran disipación en cuanto a energía, pero si se analiza un sistema de una significativa población de bombas y si se incluye el caso de bombas de grandes dimensiones con grandes consumos de potencia, la energía global desperdiciada sería considerable y más a largo plazo, representando grandes pérdidas monetarias. Datos analizados anteriormente en la unidad, ya sea por mantenimiento o por inspecciones, a las bombas con los casos más críticos revelaron puntos de operación fuera de la zona segura de las mismas, zona limitada por el caudal máximo y mínimo aceptado por la bomba; ocasionando problemas como la cavitación clásica que mantiene la bomba con alto consumo de potencia, baja eficiencia y deterioro de la misma, o la recirculación, que baja la eficiencia y está asociada a altos esfuerzos tanto radiales como axiales en los ejes de transmisión que, en casos críticos, puede causar la ruptura de los mismos, dichos problemas repercuten en reparaciones recurrentes no planificadas. Para conseguir un incremento de la eficiencia global de la Unidad de FCC, se requiere de un estudio de los equipos de bombeos para verificar su correcto funcionamiento y mejorar la situación para asegurar un ahorro de energía que minimice los gastos innecesarios, tanto por reducción de los gastos de mantenimiento, así como la disminución de la potencia global consumida por la planta.

## 1.2.- **OBJETIVOS:**

### 1.2.1.- **Objetivo general.**

Estudiar las condiciones operacionales más favorables y el ahorro energético que éstas proporcionarían a sistemas de bombeos de una planta de FCC

### 1.2.2.- **Objetivos específicos.**

- Estimar los parámetros de operación en los equipos de bombeos a estudiar.
- Comparar las condiciones operacionales con las condiciones óptimas de trabajo.
- Determinar el consumo en exceso de energía por parte de los equipos de bombeo.
- Estimar las fuerzas axiales y radiales para determinar los esfuerzos que actúan en los ejes de las bombas.
- Plantear soluciones factibles que conlleven al aumento de eficiencia de los sistemas de bombeo.
- Estudiar la factibilidad económica de la aplicación de soluciones a los sistemas de bombeo.

### 1.3.- **ALCANCE.**

- El estudio tendrá una población de 30 bombas, todas pertenecientes a La Unidad De Craqueo Catalítico Fluidizado (FCC) De La Refinería El Palito.
- La estimación de las fuerzas radiales y axiales máximas soportadas por los ejes de las bombas será solamente teórica.
- La medición de las variables de los sistemas no será estadística.

### 1.4.- **JUSTIFICACIÓN.**

Actualmente, el ahorro de energía que se traduce en ahorro de dinero, es un elemento muy importante para una empresa, aun más cuando es una empresa de grandes magnitudes como es el caso de la refinería, las bombas son elementos que consumen potencia, y cuando la cantidad de dichos elementos es significativa, la suma de potencia necesaria para su operación es en ocasiones excesiva, si a esto se le añade que cada una de las bombas están operando con baja eficiencia, lo que conlleva a un alto consumo de potencia, la pérdida total por exceso de potencia es muy significativa y esto es alarmante por ser pérdidas de capital de la empresa, sin contar lo costoso que puede llegar a ser el mantenimiento de una bomba si ésta es de grandes magnitudes o si la parte dañada de la misma no puede ser reparada.

## **CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO**

### **2.1.- ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.**

A continuación se presentan algunos trabajos anteriores que dieron base a este trabajo:

- ✓ Duran Julio y Fajardo Carlos, junio 2006, en Valencia-Venezuela, realizaron su trabajo especial de grado en los procesos de producción en una planta procesadora de alimentos enfocados en una auditoria energética, utilizaron un método de exergía para cuantificar y evaluar el uso de la energía en la planta, permitiendo evidenciar el potencial existente para un mejor aprovechamiento de la misma.
  
- ✓ Cosse´R. Carlos E. y Macerola Di G. Federico B., marzo del 2001, en Valencia – Venezuela, partiendo de un informe de auditoria energética basada en la detección de deterioro u obsolescencia de los equipos, realizaron una auditoria a los procesos de intercambio de energía en una planta de alquilación de una industria petroquímica para su optimización, lo cual se identificó como oportunidades de ahorro en el proceso, y cuyas soluciones tendrían base en mejoras tecnológicas o proyectos, realizando evaluaciones y selecciones mediante un análisis térmico y económico.
  
- ✓ Alejandro Sandoval, marzo de 1999, en Valencia-Venezuela, realizó un estudio para la determinación de los parámetros de evaluación de los sistemas de bombeo en la perforación de pozos, destacándose el estudio del comportamiento de las bombas centrífugas con el fin de compararlas y establecer hasta que punto se pueden emplear en sustitución de las bombas de desplazamiento positivo, convencionalmente utilizada en la perforación de pozos mediante un método de rotación hidráulico. Este estudio determinó que al emplear bombas centrífugas en sustitución de equipos de desplazamiento positivo, hay que sacrificar ciertas variables en el flujo.



## 2.2.- BASES TEÓRICAS.

A continuación se presentan los fundamentos teóricos necesarios para el desarrollo de la investigación.

### 2.2.1- Introducción y funcionamiento de una bomba centrífuga. [4]; [6]; [9]

Las bombas son máquinas usadas para mover fluidos a través de tuberías mediante diferentes transformaciones de energía.

Existen muchos tipos de bombas y diferentes maneras de clasificarlas. La clasificación más difundida es la que reúne a dos grupos principales de bombas: las bombas dinámicas y las bombas de desplazamiento positivo.

En las bombas dinámicas la energía es continuamente suministrada al fluido incrementando su velocidad, luego esa velocidad es reducida en la voluta o difusor de la bomba, produciendo un incremento de presión. La máxima exponente de este tipo de bombas son las bombas centrífugas que son usadas extensivamente en la Industria Petrolera.

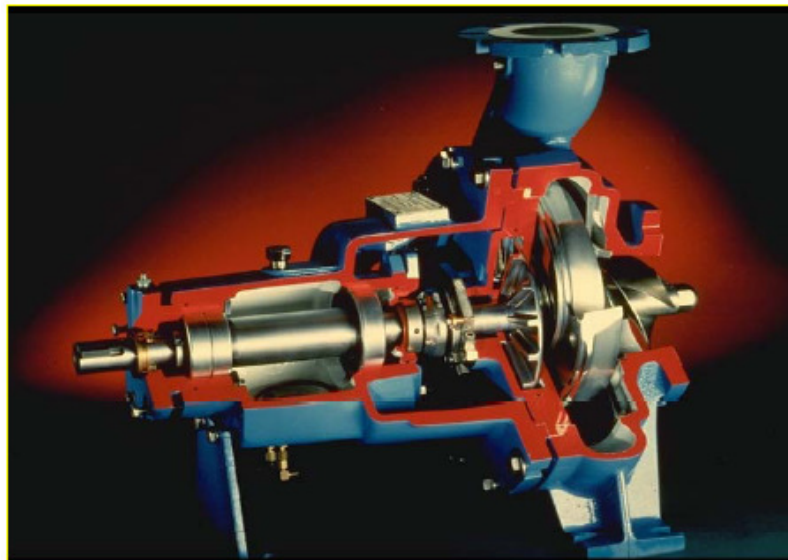
En las bombas de desplazamiento positivo la energía es periódicamente suministrada al fluido por la aplicación de fuerza directa sobre un volumen de líquido, el cual incrementa su presión al valor requerido para moverse en la tubería de descarga. Las bombas de desplazamiento positivo más usadas en la Industria Petrolera son las bombas reciprocantes y las bombas de tornillos.

#### ✓ **Bombas Centrífugas.**

Las bombas centrífugas son el diseño más utilizado y difundido de las bombas dinámicas. Este tipo de bomba comprende una extensa familia de diseños donde la generación de presión se realiza por la conversión de cabezal de velocidad en cabezal estático.

El movimiento de rotación de uno o más impulsores entrega energía al fluido que se desea bombear, incrementando su velocidad. La velocidad que suministra el impulsor al fluido es convertida en cabezal estático aprovechable o presión en la sección de difusión de la carcasa (sea voluta o difusor, dependiendo del diseño de la bomba).

La bomba centrífuga clásica de una rueda estructurada tal cual se conoce en la actualidad, fue desarrollada por el norteamericano Andreus en 1818, diseño que luego el mismo mejoró en 1846. En 1851 Andreus, en su afán de seguir creando en el campo del movimiento de fluidos diseñó una bomba multietapas bastante rudimentaria, la cual fue mejorada en 1875 en Inglaterra por el científico Reynolds quien registró una patente al respecto. La figura 2.1 muestra el diagrama en corte de una bomba centrífuga típica.



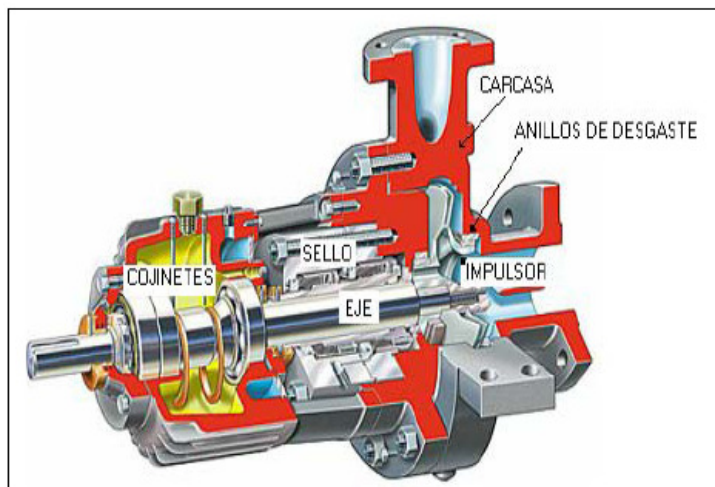
**Figura 2.1: Diagrama de una bomba centrífuga típica.**

Fuente: Flowsolve Pump Division, 2007.

El desarrollo amplio de las bombas centrífugas fue impulsado por la introducción del motor eléctrico de corriente alterna desarrollado a finales del siglo XIX. Desde este momento fue posible movilizar caudales importantes de agua a presiones medias con equipos significativamente más compactos y económicos que los equipos antecesores.

✓ **Partes de una bomba centrífuga.**

Los componentes básicos de una bomba centrífuga son el impulsor, el eje, la carcasa, los anillos de desgaste, los cojinetes, y los sellos mecánicos. Estos componentes están indicados en la figura 2.2.



**Figura 2.2: Partes de una bomba Centrífuga.**

Fuente: Flowsolve Pump Division, 2007.

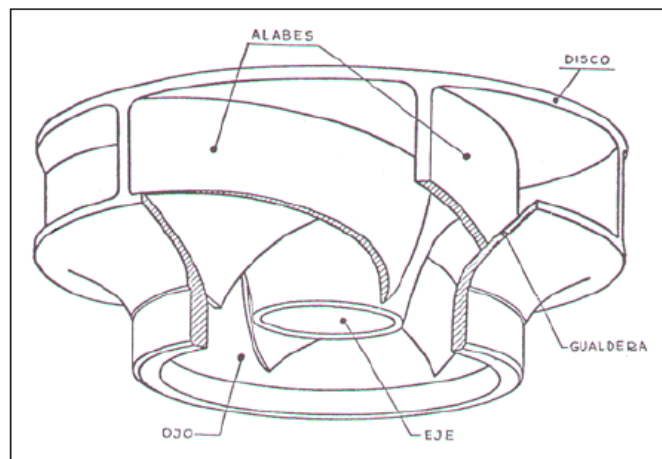
✓ **Impulsor.**

Es el corazón de la bomba, ya que es el elemento por medio del cual se transmite la energía al fluido. Está compuesto por un cubo que lo une al eje y por los alabes que son los elementos que imparten velocidad o energía cinética al líquido que se bombea. El número de alabes usado en los impulsores de bombas comerciales por lo general está entre dos y siete dependiendo de la aplicación. Un diagrama en corte de un impulsor es presentado en la figura 2.3.

✓ **Eje.**

El eje es el componente que conecta el elemento motor con el impulsor, y por medio de éste es transmitida la energía desde el motor o elemento accionador de la bomba. El eje debe ser dimensionado de forma que sea capaz de transmitir el máximo torque requerido en

cualquier condición especificada para la operación de la bomba, lo cual incluye los torques transitorios de la fase de arranque y los cambios de velocidad en las aplicaciones donde las bombas están movidos por accionadores de velocidad variable.



**Figura 2.3: Diagrama de un impulsor.**

Fuente: Flowsolve Pump Division, 2007.

✓ **Carcasa.**

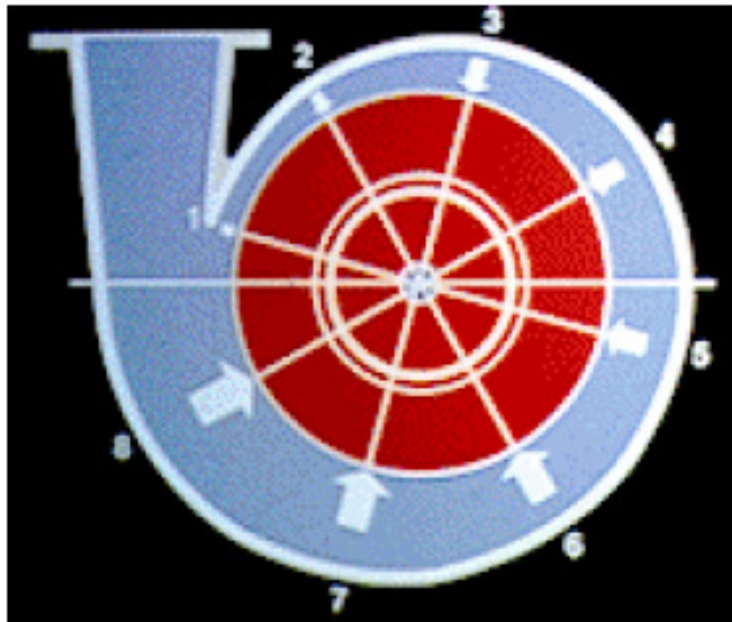
La carcasa es el cuerpo de la bomba y su diseño interno permite capturar el líquido a alta velocidad, transformando esta energía cinética en presión. Los diseños de las bombas centrífugas de procesos están reglamentados fundamentalmente por las normas API 610 y por la ANSI B73.1. Los diseños o arreglos de las carcasas de las bombas centrífugas son la voluta y el difusor.

✓ **Voluta.**

La configuración tipo voluta de la carcasa, en una bomba centrífuga, se asemeja a la forma de un espiral. La Figura 2.4 presenta un esquema de una bomba con carcasa tipo voluta.

Por su simplicidad, la carcasa tipo voluta, es la más común de construcción, está generalizada en las bombas de baja y media energía debido a que genera bajos costos

relativos de fabricación. La forma en espiral de la voluta permite un incremento del área a una razón proporcional, que mantiene al líquido, que es descargado del impulsor, a una velocidad constante hasta que es difundido en la carcasa.



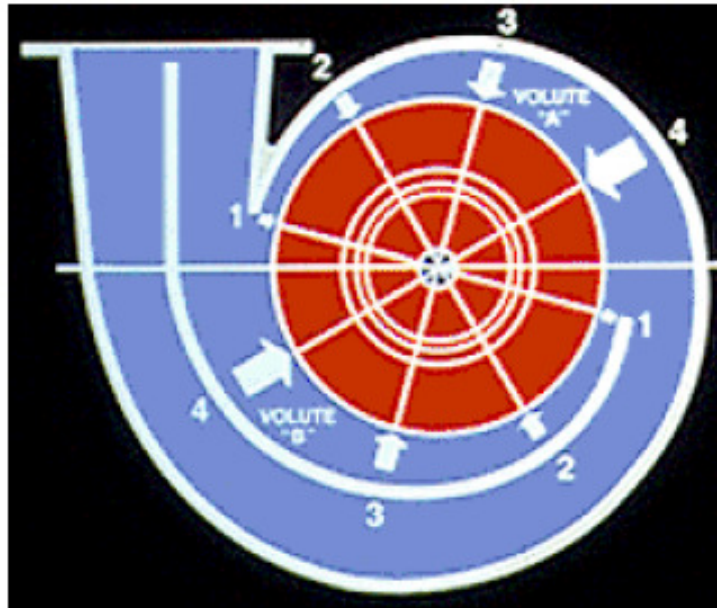
**Figura 2.4: Diagrama de una bomba con carcasa tipo voluta.**

Fuente: Flowsolve Pump Division, 2007.

En las bombas de bajo caudal se acostumbra a usar la voluta simple y en bombas de diseño API o en las de gran capacidad se usa la carcasa de doble voluta. Este diseño de carcasa reduce el desbalance de presiones radiales alrededor de la periferia del impulsor, aumentando la vida de los cojinetes. La Figura 2.5 muestra el corte de una bomba con carcasa de doble voluta.

✓ **Difusor.**

La construcción tipo difusor en una carcasa, es fundamentalmente una serie de álabes o paletas alrededor del impulsor. Los álabes reciben el líquido descargado por el impulsor, reduciendo la velocidad de éste usando la orientación de los ángulos de entrada y salida, adicionalmente dirigen el fluido a la boquilla de descarga. La Figura 2.6 muestra un diagrama de una bomba construida con una carcasa tipo difusor.



**Figura 2.5: Diagrama de una bomba con carcasa tipo doble voluta.**

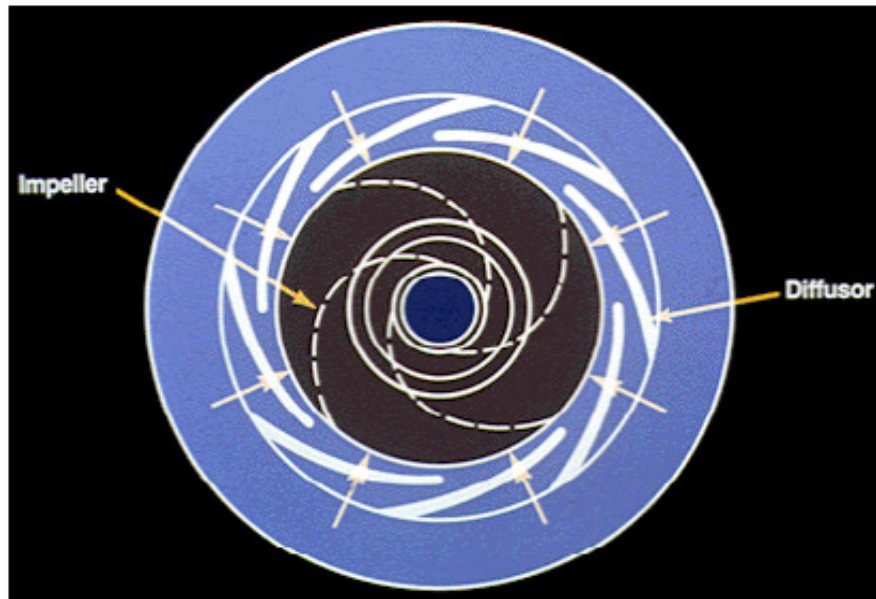
Fuente: Flowsolve Pump Division, 2007.

Este diseño se aplica principalmente a bombas de ingeniería donde se requiere el manejo de mayores volúmenes de fluidos con presiones medias y altas; utilizando dimensiones más reducidas a las que pudiesen resultar de utilizar una bomba de voluta. La principal desventaja en la utilización de las bombas con difusor está en su complejidad, que incrementa el costo de fabricación.

✓ **Anillos de desgaste.**

Son usados como elementos sacrificables en las bombas centrífugas, su principal función es actuar como restricción entre zonas de alta presión y baja presión en la misma bomba. Se aplican por igual a la carcasa y a los impulsores.

En las bombas centrífugas es necesario mantener estrechas holguras de rodaje entre la carcasa y el cubo del impulsor, entre la carcasa y el pistón de balance, etc. Se requieren estas holguras tan ajustadas con la finalidad de mantener un buen nivel de eficiencia en la bomba, controlando la fuga entre las zonas de alta y baja presión. Por la estrechez de las holguras, estas áreas están sometidas a mayor desgaste que otras áreas de la bomba.



**Figura 2.6: Diagrama de una bomba con carcasa tipo difusor.**

Fuente: Flowserve Pump Division, 2007.

✓ **Cojinetes.**

Son los elementos que soportan al eje y al mismo tiempo disminuyen la fricción. Pueden ser del tipo antifricción, denominados de elementos rodantes o del tipo deslizamiento, denominados planos.

✓ **Sellos mecánicos.**

Son los elementos sellantes que evitan el contacto del fluido bombeado con la atmósfera.

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

### 2.2.2.- Altura de impulsión y nivel de aspiración. [4]; [11]

Si se designa por  $H$  el desnivel o altura geométrica existente entre los niveles mínimo y máximo del líquido, por  $H_a$  la altura o nivel de aspiración, (altura existente entre el eje de la bomba y el nivel inferior del líquido), y por  $H_i$  la altura de impulsión, (altura existente entre el eje del rodete y el nivel superior del líquido). La altura de impulsión se obtiene con la ecuación 2.1

$$H = H_a + H_i \quad (2.1)$$

Para el caso del agua, la altura teórica de aspiración para un número infinito de álabes (teoría unidimensional), trabajando la bomba en condiciones ideales, sería la equivalente a la columna de agua correspondiente a la presión a que se encontrase el nivel inferior; si éste está sometido únicamente a la presión atmosférica, la altura teórica de aspiración sería la máxima posible; sin embargo, esta altura es siempre menor, pues hay que tener en cuenta los siguientes factores:

- ✓ Las pérdidas de carga en la tubería.
- ✓ El rozamiento a la entrada del rodete.
- ✓ La temperatura del líquido a elevar.
- ✓ El fenómeno de la cavitación.

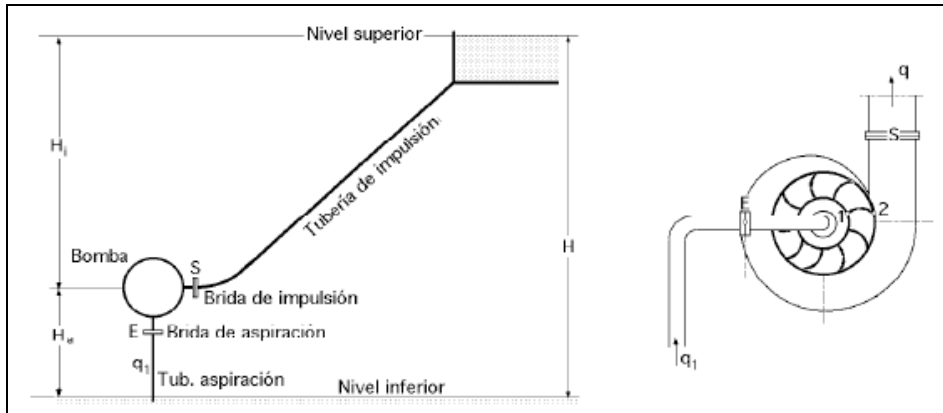
En la figura 2.7 presenta las alturas a considerar en una instalación de bomba centrífuga, así como los puntos de referencia descritos anteriormente.

#### 2.2.2.1.- Ecuación de Bernoulli. [4]; [11]

El principio de Bernoulli, también denominado ecuación de Bernoulli o Trinomio de Bernoulli, describe el comportamiento de un fluido moviéndose a lo largo de una línea de corriente. Fue expuesto por Daniel Bernoulli en su obra Hidrodinámica (1738) y expresa que en un fluido ideal (sin viscosidad ni rozamiento) en régimen de circulación por un conducto



cerrado, la energía que posee el fluido permanece constante a lo largo de su recorrido. La energía de un fluido en cualquier momento consta de tres componentes:



**Figura 2.7. Alturas a considerar en una instalación de bomba centrífuga.**

Fuente: Diez, P.

- ✓ Cinético: es la energía debida a la velocidad que posee el fluido.
- ✓ Potencial gravitacional: es la energía debido a la altitud que un fluido posee.
- ✓ Energía de flujo: es la energía que un fluido contiene debido a la presión que posee.

La ecuación 2.2 es conocida como "Ecuación de Bernoulli" (Trinomio de Bernoulli),

$$H = \frac{P}{\gamma} + \frac{V^2}{2 \times g} + Z \quad (2.2)$$

**Donde:**

- ✓  $V$  = Velocidad del fluido ( $m/s$ ).
- ✓  $P$  = Presión del fluido ( $Pa$ ).
- ✓  $Z$  = Energía potencial del fluido ( $m$ ).
- ✓  $g$  = Aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ ).
- ✓  $\gamma$  = Peso específico del fluido ( $kN/m^3$ )

### 2.2.3.- Curvas características de una bomba centrífuga. [4]; [11]

La curva característica de una bomba centrífuga es una ecuación de la forma  $H_m = f(q)$  que relaciona el caudal con la altura manométrica, ver figura 2.9. La curva real de una bomba es una línea recta suponiendo las condiciones ideales y un número infinito de álabes. La curva real se obtiene restándole a ésta las diferentes pérdidas presentes, que son:

Las pérdidas debido al **rozamiento del líquido**, que son proporcionales al caudal circulante ( $q$ ), esto según la ecuación 2.3:

$$\Delta_{roz} = k_r q^2 \quad (2.3)$$

**Donde:**

- ✓  $\Delta_{roz}$  = Pérdidas por rozamiento del líquido (*m.c.f*).
- ✓  $k_r$  = Constante de roce ( $s^2/m^5$ ).
- ✓  $q$  = Caudal circulante ( $m^3/s$ ).

Las pérdidas debido a los **componentes de choque** que se producen cuando el caudal que circula  $q$  es diferente del caudal de diseño  $q_d$ , como lo muestra la ecuación 2.4:

$$\Delta_{choque} = k_c (q - q_d)^2 \quad (2.4)$$

**Donde:**

- ✓  $\Delta_{choque}$  = Pérdidas debido a los componentes de choque (*m.c.f*).
- ✓  $q_d$  = Caudal de diseño ( $m^3/s$ ).
- ✓  $k_c$  = Constante de choque ( $s^2/m^5$ ).

Si se representan las pérdidas de carga internas de la bomba en función de los caudales  $q$ , se observa que el punto B, ver figuras 2.8 y 2.9, se corresponde con el caudal nominal o de diseño  $q_t$ , mientras que el punto C representa el mínimo de pérdidas de carga internas al que corresponde un caudal  $q_r$ .

Para la curva característica, su representación gráfica se obtiene restando de la altura total  $H_t$  las pérdidas internas para cada caudal. Hay que tener presente que para ( $q = 0$ ) las pérdidas de carga internas no son nulas, pues aunque la tubería de impulsión esté cerrada (caudal nulo) los álabes seguirán girando y en consecuencia produciendo rozamientos que implican pérdidas de carga.

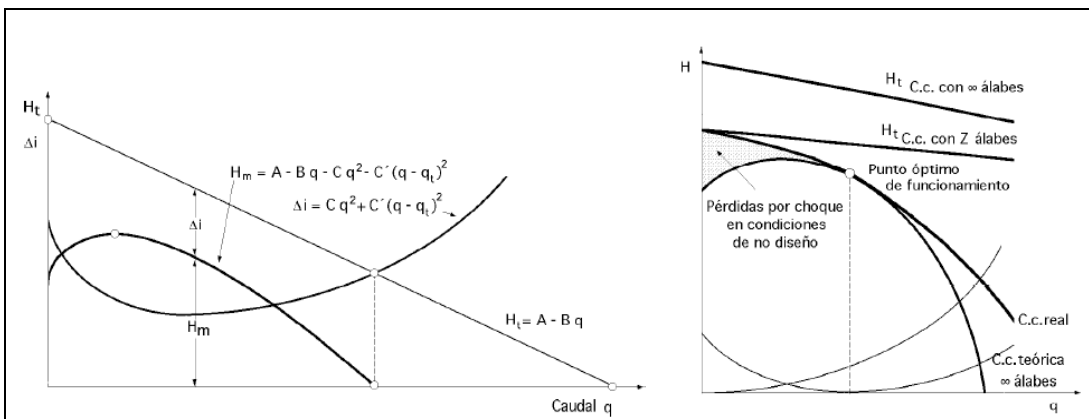
#### 2.2.4.- Factor de fricción. [4]; [11]

Las pérdidas por fricción son originadas por la interacción entre el fluido y las paredes de una tubería de sección constante. La ecuación de Darcy - Weisbach, permite estimar dicha pérdida, tal como se muestra en la ecuación 2.5..

$$h_f = f \times \frac{L}{d} \times \frac{q^2}{2 \times g \times A^2} \quad (2.5)$$

**Donde:**

- ✓  $f$  = Factor de fricción (adimensional).
- ✓  $L$  = Longitud del tramo de tubería y/o equivalente de accesorios ( $m$ ).
- ✓  $d$  = Diámetro interno de la tubería ( $m$ ).
- ✓  $A$  = Área de la sección transversal de la tubería ( $m^2$ ).
- ✓



**Figura 2.8. Curvas características teórica y real de una bomba centrífuga.**

Fuente: Diez, P.

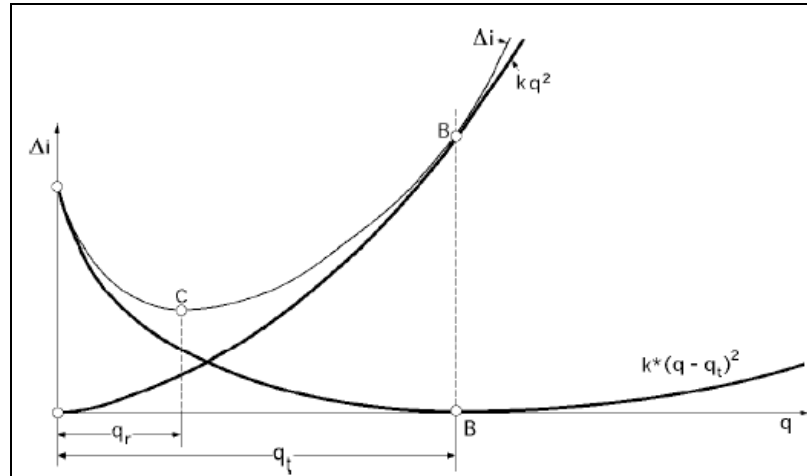


Figura 2.9. Curva de pérdidas correspondientes a una bomba centrífuga.

Fuente: Diez, P.

El número de Reynolds es un valor adimensional utilizado para caracterizar el movimiento de un fluido y predecir en ciertos casos el régimen en el que se encuentra, ya sea régimen laminar o turbulento.

El número de Reynolds se puede estimar a través de la siguiente ecuación 2.6.

$$Re = \frac{V \times d}{\nu} \quad (2.6)$$

Donde:

- ✓  $Re$  = Número de Reynolds (adimensional).
- ✓  $\nu$  = Viscosidad del fluido ( $m^2 / s$ ).

El factor de fricción o factor de pérdidas primaria, se obtiene en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería, siendo este factor estimado por la ecuación 2.7 conocida como Ecuación de Colebrook (para  $Re > 2100$ ).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \times \log \left( \frac{\varepsilon / D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \times \sqrt{f}} \right) \quad (2.7)$$

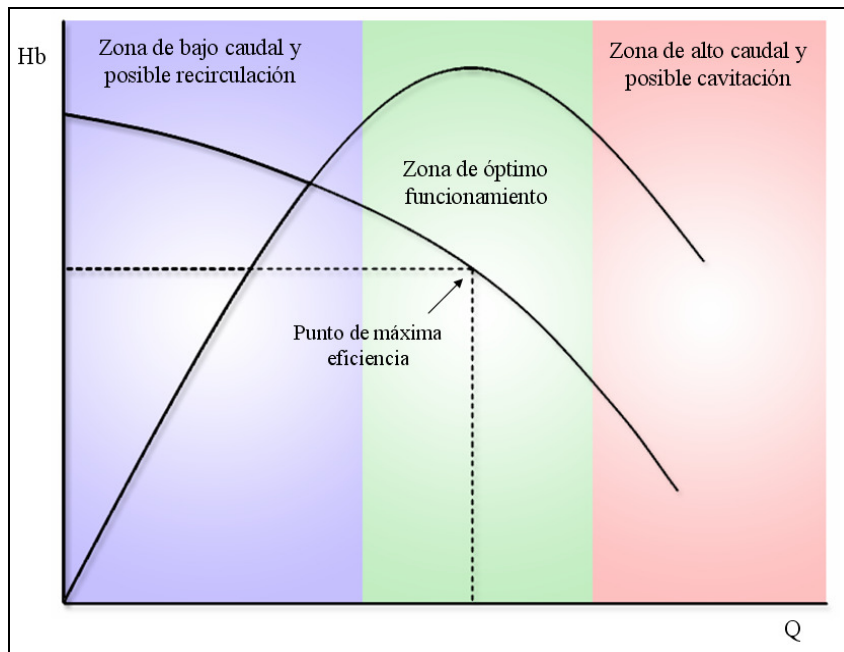
Donde:

- ✓  $\varepsilon / D$  = Rugosidad relativa de la tubería (adimensional).

### 2.2.5.- Funcionamiento de las bombas.

El punto de trabajo de una bomba puede ubicarse en tres (3) zonas diferentes, las cuales se encuentran reflejadas en la Figura 2.10:

- ✓ **Punto de máxima eficiencia:** Es el punto nominal de la bomba, el cual posee la mayor eficiencia del equipo.
- ✓ **Zona de óptimo funcionamiento:** En esta zona se encuentra entre un 80 y 110 % del caudal nominal del equipo, en ella se encuentra el mayor porcentaje de eficiencia de la bomba y es la zona recomendable de operación.
- ✓ **Zona de alto caudal y posible cavitación:** Es la zona más propensa a presentar problemas debido a la cavitación, esta zona se encuentra a caudales superiores al 110 % del caudal nominal.
- ✓ **Zona de bajo caudal y posible recirculación:** Esta zona está situada a la izquierda del punto nominal de funcionamiento, debido a bajos caudales es la zona más propensa a presentar problemas de recirculación, y se encuentra a caudales inferiores a 80 % del caudal nominal.



**Figura. 2.10. Zonas de operación de una bomba centrífuga.**

### 2.2.6.- Potencia de la bomba centrífuga. [4]; [9]

En las bombas centrífugas se puede considerar diferentes tipos potencias, entre ellas se encuentran:

✓ **Potencia útil.**

La potencia útil es la energía entregada por la bomba al fluido, y se puede calcular con la ecuación 2.8.

$$\dot{W}_u = \gamma \times q \times H \quad (2.8)$$

**Donde:**

✓  $\dot{W}_u =$  Potencia útil ( $W$ )

✓ **Potencia del motor:**

Esta es la potencia generada por el motor o elemento de accionamiento, y se calcula con la ecuación 2.9.

$$\dot{W}_m = \dot{W}_e \times \eta_m \quad (2.9)$$

**Donde:**

✓  $\dot{W}_m =$  Potencia del motor ( $W$ )

✓  $\dot{W}_e =$  Potencia eléctrica ( $W$ )

✓  $\eta_m =$  Eficiencia del motor. (%)

En los casos donde los fabricantes no suministran la eficiencia del motor eléctrico, ésta se puede suponer utilizando la figura AA.1 del anexo, la cual con el valor de potencia de accionamiento de la bomba para el punto de máxima eficiencia se corta la curva y se obtiene un valor aproximado de eficiencia del motor.

✓ **Potencia de accionamiento.**

Esta es la potencia entregada por el motor o el equipo de accionamiento, a la bomba y se puede obtener por medio de la ecuación 2.10.

$$\dot{W}_a = \dot{W}_m \times \eta_a \quad (2.10)$$

**Donde:**

✓  $\dot{W}_a$  = Potencia de accionamiento ( $W$ ).

✓  $\eta_a$  = Eficiencia del acople (%).

✓ **Potencia Eléctrica.**

Es la potencia consumida por el motor eléctrico, además representa el total de energía consumida por la bomba y se calcula por medio de la ecuación 2.11.

$$\dot{W}_e = \sqrt{3} \times v \times i \times \cos \varphi \quad (2.11)$$

**Donde:**

✓  $v$  = Voltaje ( $V$ ).

✓  $i$  = Intensidad de corriente ( $A$ ).

✓  $\cos \varphi$  = Factor de potencia (adimensional).

La potencia eléctrica también se puede obtener en función de la potencia del motor, como se muestra en la ecuación 2.12.

$$\dot{W}_e = \frac{\dot{W}_m}{\eta_m} \quad (2.12)$$

### 2.2.7.- Rendimiento de la bomba centrífuga. [4]; [9]

La eficiencia de la bomba tiene un lugar prominente entre los factores que se deben considerar. Entre las eficiencias asociadas a las pérdidas externas e internas de las bombas centrífugas, se tiene:

✓ **Eficiencia hidráulica.**

Es la eficiencia debido a las pérdidas por forma y superficie y se obtiene con la ecuación 2.13.

$$\eta_h = \frac{H}{H_{ideal}} \quad (2.13)$$

**Donde.**

✓  $\eta_h$  = Eficiencia hidráulica (%).

✓  $H_{ideal}$  = Carga ideal (*m.c.f*).

✓ **Eficiencia volumétrica.**

Es la eficiencia debido a las pérdidas volumétricas y se obtiene con la ecuación 2.14

$$\eta_v = \frac{q}{q + q_e + q_i} \quad (2.14)$$

**Donde:**

✓  $\eta_v$  = Eficiencia volumétrica (%).

✓  $q_e$  = Caudal de recirculación externa ( $m^3/s$ ).

✓  $q_i$  = Caudal de recirculación interna ( $m^3/s$ ).

✓ **Eficiencia mecánica.**

Es la eficiencia relacionada con las pérdidas de energía útil, debidas al rozamiento en el cojinete, prensa-estopas, sellos mecánicos y en general el roce entre las partes fijas y móviles de la bomba, esta eficiencia se obtiene con la siguiente ecuación 2.15.

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_i}{\dot{W}_a} \quad (2.15)$$



**Donde:**

- ✓  $\eta_{mec}$  = Eficiencia mecánica (%).
- ✓  $\dot{W}_i$  = Potencia interna de la bomba ( $W$ )
- ✓ **Eficiencia total.**

Redefine en términos de la relación entre la potencia de accionamiento suministrada a la máquina y la potencia hidráulica entregada por ésta, la eficiencia total se obtiene con las ecuaciones 2.16 y 2.17.

$$\eta_t = \frac{\dot{W}_u}{\dot{W}_a} \quad (2.16)$$

$$\eta_t = \eta_h \times \eta_v \times \eta_{mec} \quad (2.17)$$

**Donde:**

- ✓  $\eta_t$  = Eficiencia total (%).

**2.2.8.- Relaciones de semejanza geométrica. [4]; [10]**

Se llama  $n$ ,  $q$  y  $W$  al número de revoluciones por minuto, al caudal y a la potencia de una bomba prototipo, y  $n'$ ,  $q'$  y  $N'$ , las correspondientes características de su modelo, para

una relación de semejanza geométrica  $\lambda = \frac{d_{imp}}{d_{imp}'}$ , las ecuaciones generales de semejanza de

las bombas son:

- ✓ **Para el número de rpm constantes:** Se obtiene las relaciones de semejanza con las ecuaciones 2.18, 2.19 y 2.20.

$$\frac{d_{imp}^2}{d_{imp}'^2} = \frac{H}{H'} \quad (2.18)$$

$$\frac{d_{imp}^3}{d_{imp}'^3} = \frac{W_a}{W_a'} \quad (2.19)$$

$$\frac{d_{imp}}{d_{imp}'} = \frac{q}{q'} \quad (2.20)$$

**Donde**

- ✓  $d_{imp}$  = Diámetro del impulsor ( $m$ ).
- ✓ **Para los caudales y la altura manométrica:** Se obtiene las relaciones de semejanzas con las ecuaciones 2.21, 2.22 y 2.23.

$$\frac{n^2}{n'^2} = \frac{H}{H'} \quad (2.21)$$

$$\frac{n^3}{n'^3} = \frac{W_a}{W_a'} \quad (2.22)$$

$$\frac{n}{n'} = \frac{q}{q'} \quad (2.23)$$

**Donde**

- ✓  $n$  = Número de revoluciones ( $rpm$ ).

#### 2.2.9.- **Números adimensionales. [4]; [10]**

Número adimensional es un número que no tiene unidades físicas que lo definan y por lo tanto es un número puro. Los números adimensionales se definen como productos o cocientes de cantidades que sí tienen unidades de tal forma que todas éstas se cancelan. Dependiendo de su valor estos números tienen un significado físico que caracteriza unas determinadas propiedades para algunos sistemas. En el caso específico de las bombas centrífugas se utilizan tres números adimensionales mejor conocidos como coeficientes de capacidad carga y potencia los cuales se estiman con las ecuaciones 2.24, 2.25 y 2.26.

$$C_q = \frac{q}{n \times d_{imp}^3} \quad (2.24)$$

$$C_h = \frac{g \times H}{n^2 \times d_{imp}^2} \quad (2.25)$$

$$C_w = \frac{g \times W_a}{\rho \times n^3 \times d_{imp}^5} \quad (2.26)$$

**Donde.**

- ✓  $C_q$  : Coeficiente de capacidad (adimensional).
- ✓  $C_h$  : Coeficiente de carga (adimensional).
- ✓  $C_w$  : Coeficiente de potencia (adimensional).

#### 2.2.10.- Velocidad específica de succión, $N_s$ . [4]; [10]

Una de las tantas utilidades de los números adimensionales aplicados a las bombas centrífugas se obtiene de la combinación del coeficiente de capacidad y el coeficiente de carga, resultando entre otras cosas un número muy determinante a la hora de realizar la selección de la bomba más adecuada dependiendo del sistema, el cual se conoce como velocidad específica  $N_s$  y se calcula con la ecuación 2.27.

$$N_s = \frac{n \times q^{\frac{1}{2}}}{H^{3/4}} \quad (2.27)$$

**Donde.**

- ✓  $N_s$  : Velocidad específica  $\left( \frac{rpm. (m^3/s)^{1/2}}{m^{3/4}} \right)$ .

#### 2.2.11.- Teoría de Wislicenus. [12]

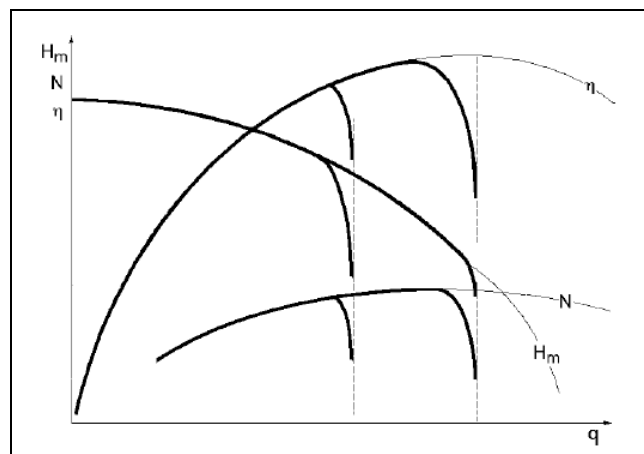
Una vez definido el parámetro velocidad específica, es necesario describir un gráfico llamado carta actualizada de Wislicenus (ver figura AA.2 del anexo) la cual permite realizar una selección a partir de una eficiencia teórica máxima, de esta manera obtener la bomba más optima para el trabajo en dicho punto, con tan sólo conocer el valor de la velocidad específica y el caudal.

### 2.2.12.- Cavitación en bombas centrífugas. [4]; [8]

Las bombas centrífugas funcionan con normalidad si la presión absoluta a la entrada del rodete no está por debajo de un determinado valor; cuando el líquido a bombear se mueve en una región donde la presión es menor que su presión de vapor, éste se vaporiza en forma de burbujas, las cuales son arrastradas junto con el líquido. En su recorrido dañan los conductos de paso del líquido en el tubo de aspiración y llegan a una zona en el rodete, de presión superior a la presión de vapor, en la que, instantáneamente, toda la fase de vapor pasa a líquido, de forma que el volumen de las burbujas pasa a ser ocupado por el líquido, en forma violenta, que se acompaña de ruidos y vibraciones, lo cual se traduce en un golpeteo sobre los álabes, que se transmite al eje, cojinetes, cierres mecánicos, etc. A este fenómeno se le conoce como cavitación. Si a la entrada del rodete la presión es inferior a la presión parcial del vapor  $p_v$  se forman las burbujas de vapor que:

- ✓ Disminuyen el espacio utilizable para el paso del líquido
- ✓ Perturban la continuidad del flujo debido al desprendimiento de gases y vapores disueltos

Lo mencionado anteriormente hace que disminuya el caudal, la altura manométrica y el rendimiento de la bomba, tal como se muestra en la figura 2.11.



**Figura 2.11. Disminución brusca de las curvas características por el efecto de la cavitación en una bomba centrífuga.**

Fuente: Diez, P.

✓ **Altura neta de entrada disponible, NPSHd.**

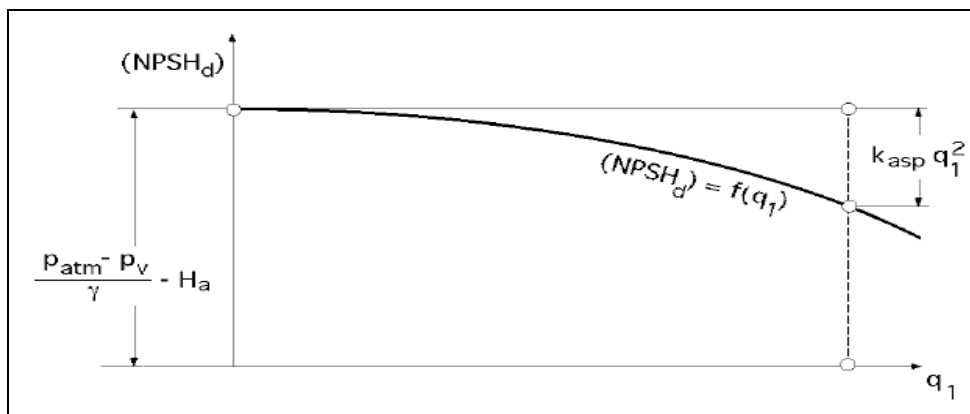
Como el líquido a bombear tiene una determinada presión de vapor  $p_v$  la energía bruta anterior sólo es utilizable hasta dicha presión  $p_v$ , a partir de la cual aparece la cavitación, por lo que se define la altura neta disponible a la entrada de la bomba NPSHd, tal como se muestra en la ecuación 2.28.

$$NPSH_d = \frac{P_{atm} - P_v}{\gamma} - H_a - hf_a \quad (2.28)$$

**Donde.**

- ✓  $NPSH_d$  = Carga neta positiva de succión disponible ( $m$ ).
- ✓  $P_{atm}$  = Presión atmosférica ( $Pa$ ).
- ✓  $P_v$  = Presión de vapor ( $Pa$ ).
- ✓  $hf_a$  = Pérdidas en el tramo de aspiración ( $m.c.f$ ).

La ecuación 2.28 representa la curva característica del tubo de aspiración, siendo independiente del tipo de bomba instalada, dicha curva se puede observar en la figura 2.12, donde el termino  $hf_a = k_{asp} q_1^2$  varia según las características del tubo de aspiración. En depósitos a presión se sustituye  $p_{atm}$  por  $p_0$ , valor que hay que interpretar según el tipo de gas o vapor en contacto con el líquido.



**Figura 2.12. Altura neta de entrada disponible**

Fuente: Diez, P.

✓ **Altura neta de entrada requerida, NPSHr.**

La bomba necesita que el líquido disponga en la entrada a la brida de aspiración, de un mínimo de energía que le permita hacer el recorrido de la brida de aspiración al centro del impulsor sin que aparezca cavitación; esta presión mínima, cuyo límite es  $p_v$ , es la que se tiene a la entrada del rodete, en el momento en que éste comienza a comunicar al líquido la presión de aspiración. Si se supone que la brida de aspiración y el centro del impulsor están al mismo nivel y teniendo en cuenta que  $p_v$  es la presión mínima que se puede tener en el punto de aspiración, la altura bruta en la brida de aspiración (entrada de la bomba), en función de los parámetros a la entrada se obtiene con la ecuación 2.29.

$$H_{bruta} = \frac{P_v}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + \Delta P_{EM} \quad (2.29)$$

**Donde.**

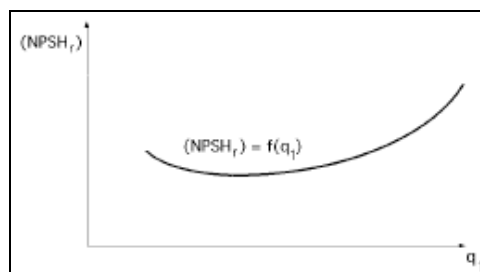
✓  $\Delta P_{EM}$  = Energía mínima necesaria ( $m$ ).

La altura neta requerida a la entrada del rodete, ver figura 2.13 es la diferencia entre la altura manométrica de aspiración en la brida de aspiración y la presión de vapor del líquido en ese mismo punto, a la temperatura de succión, la cual se obtiene con la ecuación 2.30.

$$NPSH_r = \frac{V_1^2}{2g} + \Delta P_{EM} \quad (2.30)$$

**Donde.**

✓  $NPSH_r$  = Carga neta positiva de succión requerida ( $m$ ).



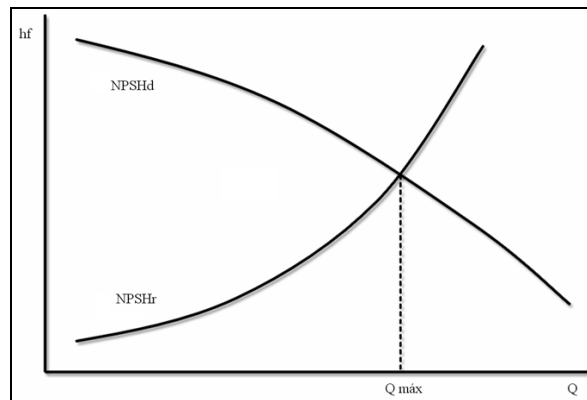
**Figura 2.13. Altura neta de entrada requerida**

### 2.2.13.- Caudal máximo. [4]; [11]

Este caudal máximo se obtiene en el momento en el que el NPSH disponibles es igual al NPSH requerido, esto representa el punto para el cual se comienza a estar en la zona de posible cavitación, gráficamente esto es igual a interceptar las curvas de NPSH, tal como se muestra en la ecuación 2.31.

$$NPSH_d = NPSH_r \quad (2.31)$$

En la figura 2.14 se muestra la intersección de las curvas del NPSH.



**Figura. 2.14. NPSH requerido Vs. NPSH disponible.**

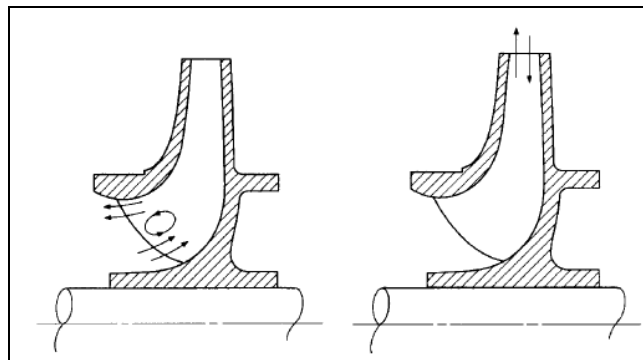
### 2.2.14.- Caudal mínimo y recirculación interna. [4]; [8]; [10]

Con ciertos flujos menores a los de máxima eficiencia, todas las bombas centrífugas tienen recirculación interna en las zonas de succión y descarga del impulsor. Esto puede ocasionar borbotos hidráulicos y daños al impulsor, muy similares a los que produce la cavitación pero en un lugar diferente en el impulsor.

La recirculación interna produce vórtices o remolinos muy intensos con altas velocidades en sus centros (ver figura 2.15) y, en consecuencia, una importante reducción en la presión estática en ese lugar. A su vez, ello conduce a cavitación intensa acompañada por fuertes pulsaciones de presión y ruido, que pueden perjudicar el funcionamiento de la bomba y dañar el material del impulsor. El flujo exacto con el cual ocurre la recirculación en la

succión depende del diseño del impulsor. Cuanto más grande sea la superficie del ojo del impulsor y más grande sea la superficie en la succión del impulsor en relación con su tamaño total, mayor será la capacidad a la cual ocurre la recirculación como porcentaje de la capacidad con máxima eficiencia.

Fraser presentó las fórmulas exactas para calcular el flujo al cual empezaría la recirculación interna en la succión una vez que se conocían datos geométricos del impulsor además de producir curvas con gran aproximación (ver figura AA.3 del anexo) en el caso de que no se dispusiera con facilidad de estos datos.



**Figura. 2.15. Recirculación interna.**

La velocidad específica de succión ( $S$ ) de la bomba se debe calcular siempre para las condiciones correspondientes a la capacidad con máxima eficiencia. También se debe calcular  $S$  sobre la base del rendimiento de la bomba con el impulsor de máximo diámetro para el cual está diseñada la bomba.

Esta restricción se hace notoria cuando se tiene en cuenta que la recirculación interna en la succión ocurre por condiciones que surgen en la entrada al impulsor y sus inmediaciones. Estas condiciones no siempre se pueden variar al reducir el diámetro del impulsor. Esta reducción cambiará el punto de máxima eficiencia a un valor de flujo más bajo, pero no reducirá el flujo al cual ocurrirá la recirculación en la succión.

Las características del líquido no influyen en el flujo al cual tiene lugar la recirculación interna, pero sí tienen un marcado efecto en la severidad de los síntomas y el grado de daños. La razón es la misma que en el caso del NPSH, para evitar los síntomas y



daños ocasionados por la cavitación clásica, como se describieron. Por ello, la recirculación interna siempre será menos dañina cuando la bomba maneja agua caliente y, en particular, mucho menos cuando maneja hidrocarburos que cuando mueve agua fría.

La velocidad específica de succión o de aspiración proporciona una idea de las características de aspiración del rodete. Esta se obtiene utilizando la ecuación 2.32.

$$S = \frac{nq^{1/2}}{NPSH_r^{3/4}} \quad (2.32)$$

**Donde.**

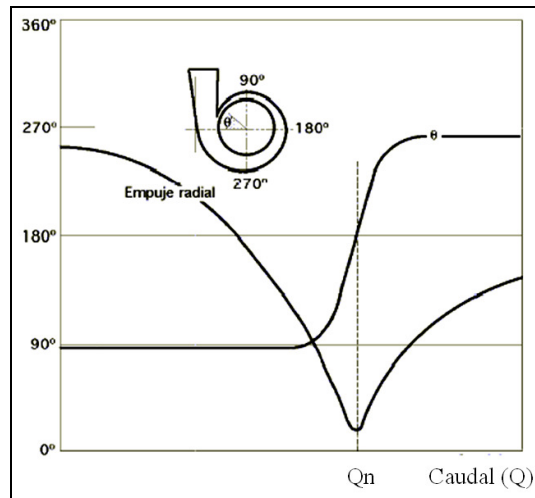
$$\checkmark \quad S = \text{Velocidad específica de succión} \left( \frac{\text{rpm} \cdot (m^3/s)^{1/2}}{m^{3/4}} \right).$$

Con este valor y la relación h/D se entra a la figura AA.3 del anexo y se obtiene el porcentaje del caudal nominal para el cual comienza a presentarse el fenómeno de recirculación.

#### 2.2.15.- Empuje radial o fuerza radial en bombas centrífugas. [4]; [8]

La distribución de la presión en la descarga del rodete, alrededor de su periferia, es uniforme sólo en el punto de máxima eficiencia o punto nominal, el cual es el punto deseable de operación, esta condición de equilibrio se rompe al alejarse de dicho punto, produciendo un desequilibrio en la distribución de presiones alrededor del rodete, ocasionando de esta forma el empuje radial, independientemente del diseño de la voluta o el difusor. El empuje radial, en la tecnología de las bombas centrífugas, involucra las fuerzas radiales hidráulicas generadas por la interacción entre el rotor y la carcasa, o el difusor de la bomba. Esto causa una deflexión en las bombas de eje horizontal, aparte de la que se produce por el peso muerto de los elementos montados sobre el eje; lo cual conduce a un rápido desgaste de los rodamientos, fugas a través de los sellos y falla por fatiga en el eje.

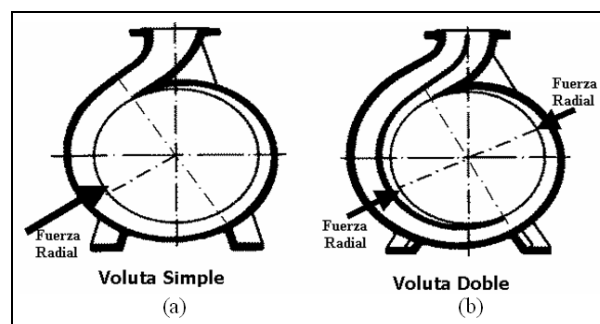
El empuje radial con difusor de voluta suele ser mayor en impulsores de velocidad específica media, que en los muy lentos o rápidos, en la figura 2.16. se muestra como varía el empuje radial en función del caudal en una bomba de eje horizontal que tiene difusor de voluta.



**Figura 2.16. Variación de la magnitud y dirección del empuje radial con el caudal en un difusor de voluta.**

Fuente: Diez, P.

El problema del empuje radial en las bombas monoetapas se soluciona, a veces, con una doble voluta tal como se muestra en la figura 2.17., que consiste en dos medias volutas desfasadas 180° cuyos empujes son, por lo tanto, contrarios y aproximadamente iguales, anulándose prácticamente para cualquier caudal. En este caso, la voluta pierde simplicidad pero esta solución resulta muchas veces indispensable cuando se requieren amplias variaciones de caudal.



**Figura 2.17. Difusor de voluta simple (a) y difusor de voluta doble (b).**

Fuente: Diez, P.

La ecuación para realizar el cálculo del empuje radial en bombas centrífugas de eje horizontal de simple voluta está dada por la ecuación 2.33.

$$F_r = 9790 \times K_R \times SG \times H \times d_{imp} \times b_2 \quad (2.33)$$

**Donde:**

- ✓  $F_r$  = Empuje radial o fuerza radial ( $N$ ).
- ✓  $K_R$  = Coeficiente experimental (adimensional).
- ✓  $SG$  = Gravedad específica del fluido de operación de la bomba (adimensional).
- ✓  $b_2$  = Ancho del alabe ( $m$ ).

Con el valor de la velocidad específica de la bomba y la relación de los caudales de operación y nominal de la misma, se obtiene el coeficiente experimental, extrayéndolo de la figura AA.4 del anexo.

#### **2.2.16.- Empuje axial o fuerza axial en bombas centrífugas. [8]**

La metodología utilizada para la estimación del empuje axial o de la fuerza axial en bombas centrífugas varia dependiendo del tipo de succión de la misma, ya sea de succión simple o de doble succión, y del tipo de arreglo del eje (horizontal o vertical), del tipo de impulsor (abierto, cerrado o semi-abierto) y del número de etapas.

##### **2.2.16.1.- Empuje axial en bombas mono etapa de simple succión. [8]**

Las presiones generadas en una bomba centrífuga en funcionamiento, ejercen fuerzas en ambas caras del impulsor, las cuales no son compensadas debido a la diferencia de área entre ambas caras, a la acción de la presión en la succión y al cambio de dirección del fluido en la entrada de la bomba. Por lo que el empuje hidráulico axial es la suma de las fuerzas causadas por lo anteriormente descrito y el diseño de las partes que componen la bomba, equilibra algunas de estas fuerzas, pero se pueden requerir de otros medios para contrarrestar las otras.

✓ **Empuje axial en una bomba centrífuga de eje horizontal de impulsor cerrado y una etapa.**

Los impulsores de succión simple, como es el caso de una bomba monoetapa, están sujetos a un empuje axial, debido a que el área del ojo del impulsor está sometida a succión, a la reacción que se debe a la variación de la cantidad de movimiento del fluido que entra al impulsor a través del ojo del mismo, mientras que la corona posterior y corona anterior del impulsor están sometidas a un perfil de presión, tal como se muestra en la figura 2.18.

El empuje producido por las presiones generadas en ambas caras del impulsor está representado por la ecuación 2.34:

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (d_{imp}^2 - d_{anillo}^2) \left[ P_d - \frac{\gamma K^2}{4g} (U_d^2 - U_{anillo}^2) \right] \quad (2.34)$$

**Donde:**

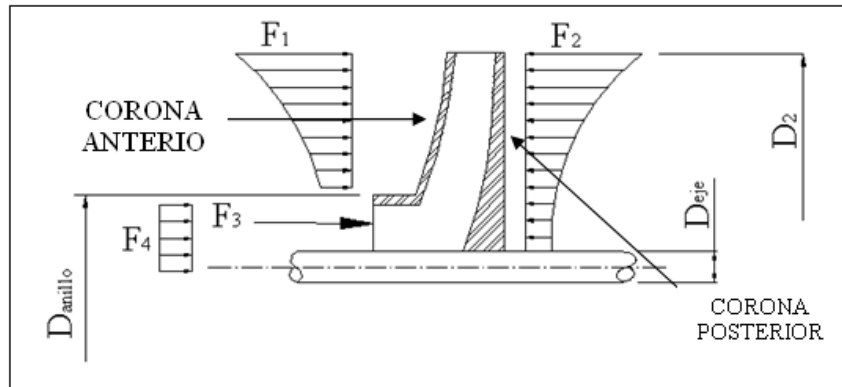
- ✓  $F_1$  = Es el empuje axial producido por el perfil de presiones en la corona anterior del impulsor (  $N$  ).
- ✓  $d_{anillo}$  = Diámetro del anillo de desgaste (  $m$  ).
- ✓  $K$  = Relación de giro del fluido entre impulsor y carcasa al giro del impulsor (adimensional)
- ✓  $U_d$  = Velocidad tangencial del fluido a la salida del impulsor (  $m/s$  ).
- ✓  $U_{anillo}$  = Velocidad tangencial del fluido en el anillo del impulsor (  $m/s$  ).
- ✓  $P_d$  = Presión de descarga (  $Pa$  ).

La fuerza axial en la corona posterior del impulsor cerrado está representada por la ecuación 2.35.

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (d_{imp}^2 - d_{eje}^2) \left[ P_d - \frac{\gamma K^2}{4g} (U_d^2 - U_{eje}^2) \right] \quad (2.35)$$

**Donde:**

- ✓  $F_2$  = Es el empuje axial producido por el perfil de presiones sobre la corona posterior del impulsor (  $N$  ).
- ✓  $d_{eje}$  = Diámetro del eje de la bomba (  $m$  ).
- ✓  $U_{eje}$  = Velocidad tangencial del fluido en el eje de la bomba (  $m/s$  ).



**Figura 2.18. Empuje axial en una bomba de eje horizontal de impulsor cerrado y de una etapa.**

Cabe destacar que el factor  $K$  influye en el perfil de presión puesto que este factor en la mayoría de los casos se asume como la mitad de la velocidad angular del impulsor, por lo que  $K = 0,5$ . Y también se conoce la existencia de una expresión para  $K$  en función del espacio axial  $S_D$  entre rotor y carcasa, como se expresa en la ecuación 2.36.

$$K = \frac{1}{1 + 2,39 \left( 0,17 + \frac{2.S_D}{d_{imp}} \right)^{4/7}} \quad (2.36)$$

**Donde.**

- ✓  $S_D$  = Espacio axial (  $m$  ).

El empuje axial generado por la variación de la cantidad de movimiento del fluido ( $F_3$ ) que entra al impulsor a través del ojo, es según la ecuación 2.37.

$$F_3 = \rho \cdot q \cdot V_o \quad (2.37)$$

**Donde:**

- ✓  $F_3$  = Fuerza en el ojo del impulsor (  $N$  ).
- ✓  $\rho$  = Densidad del agua (  $kg / m^3$  ).
- ✓  $V_o$  = Velocidad del fluido en el ojo del impulsor (  $m / s$  ).

Este empuje tiende a desplazar el rodete hacia el lado opuesto a la succión, y actúa sobre la superficie limitada por el diámetro del ojo del impulsor ( $d_{ojo}$ ).

El empuje generado por la presión de succión ( $F_4$ ) es según de la ecuación 2.38.

$$F_4 = \frac{P_a \pi d_{ojo}^2}{4} - \frac{P_{atm} \pi d_{eje}^2}{4} \quad (2.38)$$

**Donde:**

- ✓  $F_4$  = Fuerza generada por la presión de succión (  $N$  ).
- ✓  $P_a$  = Presión en la aspiración (  $kPa$  ).
- ✓  $d_{ojo}$  = Diámetro del ojo del impulsor (  $m$  ).

El empuje axial total, es la resultante de las fuerzas que actúan sobre el impulsor, siendo la fuerza total que está representado por la ecuación 2.39.

$$F_a = F_2 - F_1 - F_3 - F_4 \quad (2.39)$$

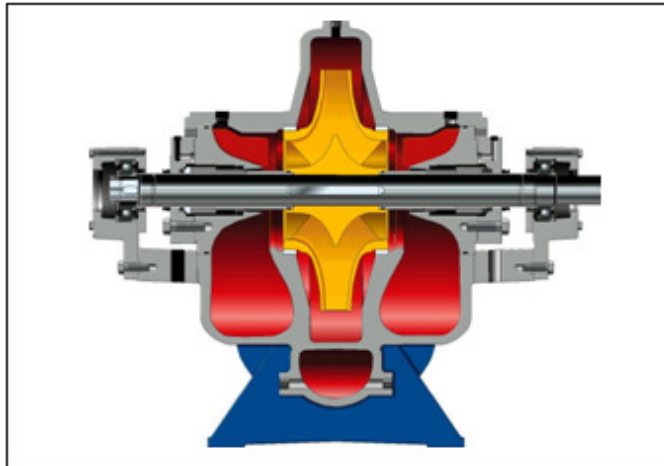
**Donde:**

- ✓  $F_a$  = Fuerza axial resultante (  $N$  ).

**2.2.16.2.- Empuje axial en bombas mono etapa de doble succión. [6]; [8]**

Una bomba de eje horizontal de carcasa partida, tal como se muestra en la figura 2.19 posee un impulsor de doble succión para que el empuje axial generado por el paso del fluido a través del impulsor se compense y por lo tanto sea mínimo, sin embargo, este modelo de bombas no elimina el empuje radial y para calcular el empuje radial en este tipo de bombas se

emplearán las ecuaciones de empuje radial para una bomba centrífuga de eje horizontal y voluta simple.



**Figura 2.19. Corte transversal de una bomba de carcasa partida.**

Fuente: Flowserve Pump Division, 2007.

Los impulsores de las bombas de carcasa partida o de doble succión, se encuentran sometidos al empuje producido por el perfil de presiones en la corona del impulsor ( $F_1$ ), fuerza en el ojo del impulsor ( $F_X$ ) y el empuje generado por la presión de succión ( $F_4$ ).

Como se mencionó anteriormente, las fuerzas axiales se anulan por sí mismas, tal como se muestra en la figura 2.20, pero para el caso de nuestro estudio se obtendrá la fuerza total que actúan en un lado del impulsor, ya que esta serviría para el estudio de la fatiga del eje transmisor de potencia. Por tanto esta fuerza total se obtiene con la ecuación 2.40.

$$F_{ad} = F_1 + F_3 + F_4 \quad (2.40)$$

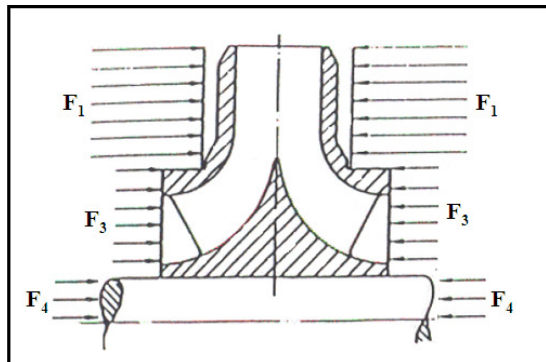
**Donde:**

✓  $F_{ad}$  = Fuerza axial total en bombas de carcasa partida o de doble succión ( $N$ ).

### 2.2.17.- Ruptura y deflexión del eje. [13]; [17]

Las figuras 2.21 y 2.22 representan una de las diferentes geometrías de ejes que se encuentran en la empresa junto con las diferentes fuerzas que intervienen en la ruptura y deflexión del mismo.

Como puede apreciarse en dichas figuras, la geometría del impulsor repercute en un peso no distribuido uniformemente, pero para simplificar los cálculos y añadir un factor de seguridad, esto debido a que la distribución original de las fuerzas disminuye el efecto de deflexión por parte del peso del eje, se asumió el peso del eje uniformemente distribuido como se muestra en las figuras 2.21 y 2.22.



**Figura 2.20. Empuje axial en una bomba de eje horizontal de impulsor cerrado y de doble succión.**

#### 2.2.17.1.- Deflexión en bombas centrifugas. [13]; [17]

##### ✓ **Inercia de un eje.**

La inercia es la dificultad o resistencia que opone un sistema físico a posibles cambios, un sistema tiene más inercia cuando resulta más difícil lograr un cambio en el estado físico del mismo. La inercia mecánica es una medida de dificultad para cambiar el estado de movimiento o reposo de un cuerpo. La inercia mecánica depende de la cantidad de masa y del tensor de inercia.

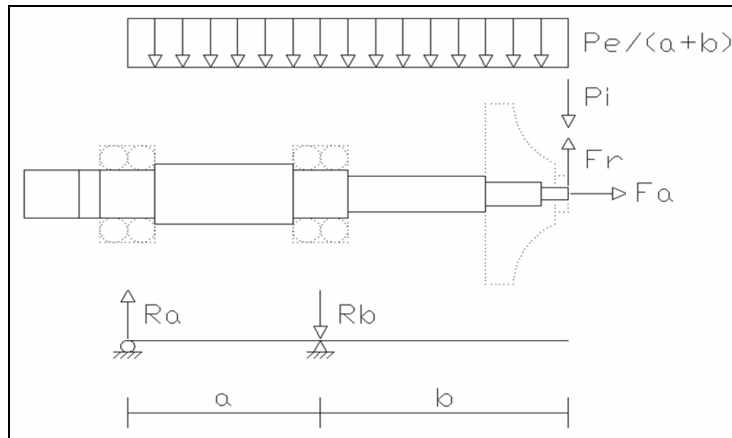
La inercia del eje se calcula con la ecuación 2.41:

$$I = \frac{\pi \cdot d_{eje}^4}{64} \quad (2.41)$$

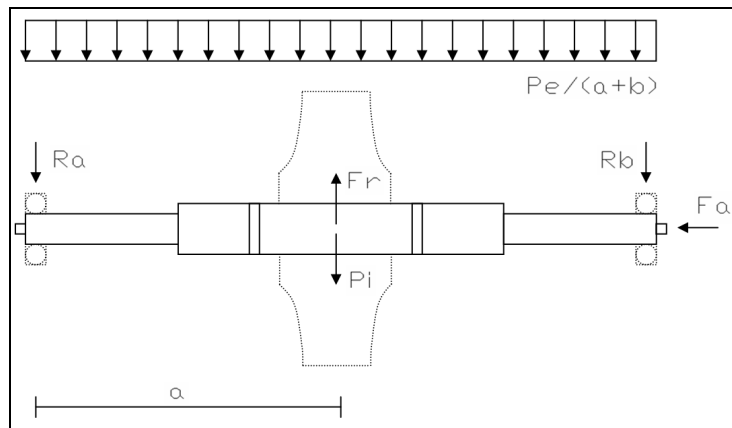
**Donde:**

✓  $I =$  Inercia del eje ( $m^4$ ).





**Figura 2.21. Diagrama de cuerpo libre del eje de una bomba de succión simple junto con sus dimensiones y fuerzas.**



**Figura 2.22. Diagrama de cuerpo libre del eje de una bomba de succión doble junto con sus dimensiones y fuerzas.**

✓ **Módulo de elasticidad.**

El módulo de elasticidad o módulo de Young es un parámetro que caracteriza el comportamiento de un material elástico, según la dirección en la que se aplica una fuerza. Para un material elástico lineal e isótropo, el módulo de Young tiene el mismo valor para una tracción que para una compresión, siendo una constante independiente del esfuerzo siempre que no exceda de un valor máximo denominado límite elástico, y es siempre mayor que cero. Si se ejerce tracción a una barra, se obtiene un aumento de su longitud. Este comportamiento fue observado y estudiado por el científico inglés Thomas Young.

✓ **Deflexión en un eje.**

La deflexión de un eje es el desplazamiento de un punto sobre la superficie neutra de una viga de su posición original bajo la acción de las fuerzas aplicadas. Dentro del límite proporcional, la deflexión debida a la flexión bajo un tipo de carga dada puede computarse del módulo de elasticidad del material y de las propiedades de la sección.

Debido a las fuerzas aplicadas en el eje, éste va a sufrir una deflexión que, de ser considerable, podrá ocasionar la disminución de espesor del anillo de desgaste, lo cual generará fricciones que producen torsión en el eje.

La deflexión en ejes de bombas de succión simple se calcula por medio de la ecuación 2.42.

$$dy_{ss} = \frac{(F_r + P_{eje} + P_{imp})b^2}{3EI}(a + b) \quad (2.42)$$

**Donde:**

- ✓  $dy_{ss}$  = Deflexión del eje para bombas de succión simple ( $m$ ).
- ✓  $P_{imp}$  = Peso del impulsor ( $N$ ).
- ✓  $P_{eje}$  = Peso del eje ( $N$ ).
- ✓  $a$  = Distancia entre apoyos ( $m$ ).
- ✓  $b$  = Distancia en voladizo ( $m$ ).
- ✓  $E$  = Módulo de Young ( $Pa$ ).

La deflexión en ejes de bombas de succión doble se calcula por medio de la siguiente ecuación 2.43

$$dy_{ds} = \frac{(F_r + P_{eje} + P_i)a^3}{6EI} \quad (2.43)$$

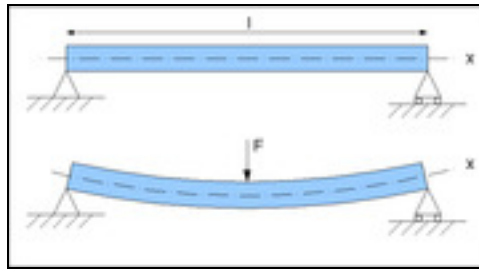
**Donde:**

- ✓  $dy_{ds}$  = Deflexión del eje para bombas de succión doble ( $m$ ).

### 2.2.17.2.- Reacciones que actúan sobre el eje. [13]; [17]

#### ✓ **Momento flector.**

Se denomina momento flector, a un momento de fuerza resultante de una distribución de tensiones sobre una sección transversal de un prisma mecánico flexionado o una placa que es perpendicular al eje longitudinal a lo largo del que se produce la flexión (ver figura 2.23). El momento flector puede aparecer cuando se someten estos elementos a la acción un momento (torque) o también de fuerzas puntuales o distribuidas.



**Figura 2.23. Viga simplemente apoyada.**

#### ✓ **Reacciones.**

Las reacciones son la contraparte de las fuerzas presentes en un sistema para que exista un balance. Su valor numérico se obtiene al realizar sumatoria de fuerzas en un punto y así obtener un sistema de ecuaciones.

#### **Caso 1: Succión simple.**

Para el cálculo de la reacción b se hace sumatoria de momentos en el punto a (lugar donde se encuentra ubicada la reacción a) y luego de conocido ese valor se hará la sumatoria de fuerzas en el eje Y para así conseguir el valor de la reacción a. Para obtener el valor de las reacciones se aplican las ecuaciones 2.44 y 2.45.

$$\sum M = 0$$

$$aR_b = (a + b)F_r - (a + b)P_{imp} - \left(\frac{a + b}{2}\right)P_{aje} \quad (2.44)$$

$$\sum F_{ejeY} = 0$$

$$R_a = R_b + (P_{imp} + P_{eje}) - F_r \quad (2.45)$$

**Donde:**

- ✓  $R_a$  = Reacción en el apoyo lateral (N).
- ✓  $R_b$  = Reacción en el apoyo central (N).

### **Caso 2: Succión doble.**

Para el cálculo de la reacción b se hace sumatoria de momentos en el punto a y luego de conocido ese valor se hará la sumatoria de fuerzas en el eje Y para así conseguir el valor de la reacción a. Para obtener el valor de las reacciones se aplican las ecuaciones 2.46 y 2.47.

$$\sum M = 0$$

$$R_b = \frac{(F_r - P_{imp} - P_{eje})}{2} \quad (2.46)$$

$$\sum F_{ejeY} = 0$$

$$R_a = R_b \quad (2.47)$$

#### **2.2.17.3.- Diagrama de corte. [13]; [17]**

El corte en el eje se calculará a partir de las cargas transversales que actúan en los distintos puntos del eje, comenzando con la reacción a y cerrándose el diagrama con las cargas en el otro extremo.

Para el eje de la bomba de succión simple, se obtiene con las ecuaciones 2.48, 2.49 y 2.50.

$$X_1 = R_a - \left( \frac{a}{a+b} \right) P_{eje} \quad (2.48)$$

$$Y_1 = X_1 - R_b \quad (2.49)$$

$$Z_1 = Y_1 - \left( \frac{b}{a+b} \right) P_{eje} \quad (2.50)$$

**Donde:**

- ✓  $X_1 =$  Corte máximo positivo (situado en el punto b) ( $N$ ).
- ✓  $Y_1 =$  Corte máximo negativo (situado en el punto b) ( $N$ ).
- ✓  $Z_1 =$  Corte en el punto c (corte en el voladizo del eje) ( $N$ ).

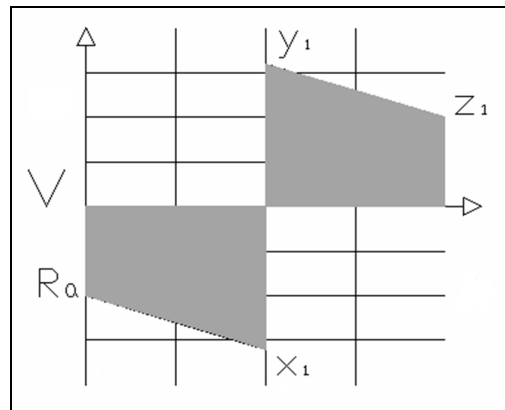
Para el eje de la bomba de succión doble, se obtiene con las ecuaciones 2.51, 2.52 y 2.53.

$$X_1 = R_a - \frac{P_{eje}}{2} \quad (2.51)$$

$$Y_1 = X_1 - (F_r - P_{imp}) \quad (2.52)$$

$$Z_1 = Y_1 - \frac{P_{eje}}{2} \quad (2.53)$$

La figura 2.24 muestra el diagrama de corte para ambos casos.



**Figura 2.24. Diagrama de Corte.**

#### 2.2.17.4.- Diagrama de momento flector. [13]; [17]

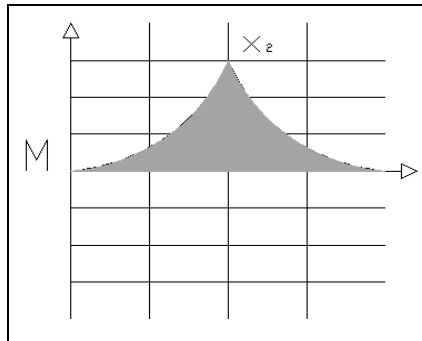
El momento flector se define como el área bajo la curva del Corte para una sección dada, el momento flector se calcula con la ecuación 2.54.

$$X_2 = aR_a + \frac{a}{2}(X_1 - R_a) \quad (2.54)$$

**Donde:**

- ✓  $X_2$  = Momento máximo en el eje (situado en el punto b) (Nm).

La figura 2.25 representa el diagrama del momento flector en el eje.



**Figura. 2.25. Diagrama de Momento.**

#### 2.2.17.5.- Esfuerzos que actúan sobre el eje. [13]; [14]; [15]; [17]

- ✓ **Esfuerzos axial y flector.**

Es el esfuerzo interno o resultante de las tensiones perpendiculares (normales) a la sección transversal.

Para los esfuerzos axial y flector, el punto X representa cualquier punto donde se requiera realizar el estudio, y los esfuerzos en dicho punto por definición se pueden obtener por medio de las ecuaciones 2.55 y 2.56.

$$\sigma_a = \frac{4 F_a}{3 A_x} \quad (2.55)$$

$$\sigma_f = \frac{M_x \times r_x}{I_x} \quad (2.56)$$

**Donde:**

- ✓  $\sigma_a$  = Esfuerzo axial (Pa).

- ✓  $\sigma_f$  = Esfuerzo flector ( $Pa$ ).
- ✓  $A_x$  = Área de la sección transversal del eje en el punto X ( $m^2$ ).
- ✓  $d_x$  = Diámetro del eje en el punto X ( $m$ ).
- ✓  $M_x$  = Momento flector en el punto X ( $Nm$ ).
- ✓  $r_x$  = Radio del eje en el punto X ( $m$ ).
- ✓  $I_x$  = Inercia el eje en el punto X ( $m^4$ ).
- ✓ **Esfuerzos axiales máximo y mínimo.**

Analizando las direcciones de los esfuerzos sobre una sección transversal de eje para un instante de tiempo determinado, se deduce que el esfuerzo máximo ocurre cuando los esfuerzos axial y flector poseen la misma dirección y el esfuerzo mínimo cuando los esfuerzos poseen direcciones contrarias, como se expresa por medio de las ecuaciones 2.57 y 2.58.

$$\sigma_{MAX} = |\sigma_f| + |\sigma_a| \quad (2.57)$$

$$\sigma_{MIN} = \left| |\sigma_f| - |\sigma_a| \right| \quad (2.58)$$

**Donde:**

- ✓  $\sigma_{MAX}$  = Esfuerzo máximo al cual se somete el eje ( $Pa$ ).
- ✓  $\sigma_{MIN}$  = Esfuerzo mínimo al cual se somete el eje ( $Pa$ ).
- ✓ **Esfuerzos axiales medio y alternante sin corregir.**

El esfuerzo medio por definición es el valor medio entre los esfuerzos máximo y mínimo, mientras que el esfuerzo alternante es la amplitud de la fluctuación del esfuerzo, como se expresa por medio de las ecuaciones 2.59 y 2.60.

$$\sigma_{anom} = \frac{\sigma_{MAX} - \sigma_{MIN}}{2} \quad (2.59)$$

$$\sigma_{mnom} = \frac{\sigma_{MAX} + \sigma_{MIN}}{2} \quad (2.60)$$

**Donde:**

✓  $\sigma_{anom}$  = Esfuerzo alternante sin corregir (Pa).

✓  $\sigma_{mnom}$  = Esfuerzo medio sin corregir (Pa).

✓ **Fatiga de materiales.**

La fatiga de materiales se refiere a un fenómeno por el cual la rotura de los materiales bajo cargas dinámicas cíclicas se produce más fácilmente que con cargas estáticas. Un ejemplo de ello se tiene en un alambre, el cual flexionándolo repetidamente se rompe con facilidad. La fatiga es una forma de rotura que ocurre en estructuras sometidas a tensiones dinámicas y fluctuantes.

La rotura por fatiga tiene aspecto frágil aun en metales dúctiles, puesto que no hay deformación plástica asociada a la rotura. El proceso consiste en un inicio, y posterior propagación, de fisuras. La superficie de fractura es perpendicular a la dirección del esfuerzo.

✓ **Concentradores de esfuerzos.**

Los concentradores de esfuerzos son correctores de los esfuerzos nominales, debido a que imperfecciones en los materiales y variaciones en la geometría de los cuerpos ocasionan incrementos de los esfuerzos reales a los cuales están sometidos los mismos.

✓ **Factores de concentración de esfuerzos a fatiga.**

Para el concentrador de esfuerzo total se calcularán tres (3) individuales, el primero es el concentrador de esfuerzos debido a la rosca (si esta existe), el segundo es el concentrador de esfuerzos debido al chavetero (si este existe) y por último el concentrador de esfuerzos debido a la reducción de diámetro o a la muesca, el producto de estos tres (3) concentradores será el concentrador resultante a partir del cual se recalculará el concentrador a la fatiga.



**Factor 1: Concentrador de esfuerzos por rosca.**

**$K_t$  por gráfica:** Para este concentrador, se entra a las gráficas que se encuentran en el anexo, con los datos del tipo de rosca (Métrica ver figura AA.5, UNC ver figura AA.6, UNF ver figura AA.7), y diámetro nominal de la rosca (en la unidad de medida del tipo de rosca).

**Factor 2: Concentrador de esfuerzos por chaveta.**

**$K_t$  por gráfica:** Para este concentrador se entra a las gráficas que se encuentran en el anexo, con los datos del tipo de chaveta, de Filete y semi-circular (ver figura AA.8) y los valores del momento en el punto x y el torque en el punto x.

**Factor 3: Concentrador de esfuerzos por reducción de diámetro.**

**$K_t$  por gráfica:** Para este concentrador, se entra a las figuras que se encuentran en el anexo, según los datos del tipo de concentrador (para reducción ver figura AA.9 y para muesca ver figura AA.10) y con los valores de  $D/d$  y  $r/d$ .

**Factor 4: Concentrador de esfuerzos a la fatiga.**

Para este concentrador, primero se deben combinar los concentradores anteriormente calculados por medio de la ecuación 2.61, y posteriormente aplicar las ecuaciones 2.63 y 2.62 respectivamente.

$$K_t = K_{TROSCA} K_{TCHAVETA} K_{TRANURA} K_{TREDUCCION} \quad (2.61)$$

Por lo tanto:

$$K_f = 1 + Q(K_t - 1) \quad (2.62)$$

$$Q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (2.63)$$

**Donde:**

- ✓  $K_f$  = Factor de concentración de esfuerzos a la fatiga (adimensional).
- ✓  $K_{TROSCA}$  = Factor de concentración de esfuerzos debido a la rosca (adimensional).
- ✓  $K_{TCHAVETA}$  = Factor de concentración de esfuerzos debido a la chaveta (adimensional).
- ✓  $K_{TRANURA}$  = Factor de concentración de esfuerzos debido a la ranura (adimensional).
- ✓  $K_{REDUCCION}$  = Factor de concentrador de esfuerzos debido a la reducción (adimensional).
- ✓  $q$  = Sensibilidad a las muescas (adimensional).
- ✓  $\sqrt{a}$  = Constante de Neuber ( $m$ ).
- ✓  $r$  = Radio de la muesca ( $m$ ).

Para obtener el valor de  $\sqrt{a}$  se entra a la tabla AA.1 del anexo con el valor del esfuerzo último a la tracción ( $S_{ut}$ ) del material del eje.

Para determinar el factor de concentrador de esfuerzos medio a la fatiga se utilizan las relaciones que se encuentran en el “**Diseño De Elementos De Máquinas**” de **Robert L. Norton** (Capítulo 6), y las cuales se presentan con las ecuaciones 2.64, 2.65 y 2.66.

$$K_{fm} \begin{cases} si \rightarrow K_f |\sigma_{MAX}| < S_y \Rightarrow K_{fm} = K_f & (2.64) \end{cases}$$

$$K_{fm} \begin{cases} si \rightarrow K_f |\sigma_{MAX}| > S_y \Rightarrow K_{fm} = \frac{S_y - K_f \sigma_{anom}}{|\sigma_{mnom}|} & (2.65) \end{cases}$$

$$K_{fm} \begin{cases} si \rightarrow K_f |\sigma_{MAX} - \sigma_{MIN}| > 2S_y \Rightarrow K_{fm} = 0 & (2.66) \end{cases}$$

**Donde:**

- ✓  $K_{fm}$  = Factor de concentrador de esfuerzos medio a la fatiga (adimensional).
- ✓  $S_y$  = Esfuerzo de fluencia del material ( $Pa$ ).

✓ **Corrección de los esfuerzos axiales medio y alternante.**

Para estimar el esfuerzo real por definición, al cual está sometido el eje se debe multiplicar el esfuerzo axial por el concentrador de esfuerzos, tal como se refleja en las ecuaciones 2.67 y 2.68.

$$\sigma_a' = K_f \sigma_{anom} \quad (2.67)$$

$$\sigma_m' = K_{fm} \sigma_{mnom} \quad (2.68)$$

**Donde:**

✓  $\sigma_a'$  = Esfuerzo alternante corregido (Pa).

✓  $\sigma_m'$  = Esfuerzo medio corregido (Pa).

**2.2.17.6.- Esfuerzo cortante por carga transversal. [13]; [14]; [15]; [17]**

Para los esfuerzos cortantes por carga transversal, el punto X representa cualquier punto donde se requiera realizar el estudio, y el esfuerzo en dicho punto por definición es:

$$\tau = \frac{V_x}{A_x} \quad (2.69)$$

**Donde:**

✓  $\tau$  = Esfuerzo cortante por carga transversal (Pa).

✓  $V_x$  = Fuerza cortante por carga transversal en el punto X (N).

✓ **Momento torsor.**

La torsión se presenta cuando se aplica un momento sobre el eje longitudinal de un elemento, como pueden ser ejes o, en general, elementos donde una dimensión predomina sobre las otras dos, aunque es posible encontrarla en situaciones diversas. La torsión se caracteriza geoméricamente porque cualquier curva paralela al eje de la pieza deja de estar contenida en el plano formado inicialmente por las dos curvas. En lugar de eso una curva paralela al eje se retuerce alrededor de él (ver figura 2.26).

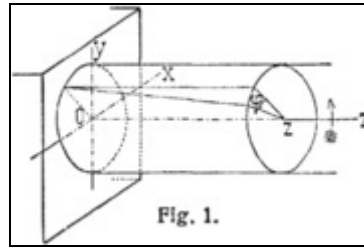


Figura. 2.26. Viga circular bajo torsión.

✓ **Esfuerzo cortante por torsión.**

El esfuerzo cortante por torsión es el generado por el torqué resultante de la fricción metal-metal al momento de ocurrir el deterioro del anillo de desgaste, y se expresa por medio de las ecuaciones 2.70, 2.71, 2.72 y 2.73.

$$M_T = \frac{\dot{W}_a}{\omega} \quad (2.70)$$

$$\omega = 2\pi \frac{n}{60} r_{anillo} \quad (2.71)$$

$$T_{nom} = \frac{M_T r_{anillo}}{J_{anillo}} \quad (2.72)$$

$$J_{anillo} = \frac{\pi d_{anillo}^4}{32} \quad (2.73)$$

**Donde:**

- ✓  $M_T$  = Momento torsor ( $Nm$ ).
- ✓  $\omega$  = Velocidad tangencial ( $m/s$ ).
- ✓  $r_{anillo}$  = Radio del eje en el punto de contacto con el anillo de desgaste ( $m$ ).
- ✓  $T_{nom}$  = Esfuerzo cortante por torsión ( $Pa$ ).
- ✓  $J_{anillo}$  = Inercia polar del eje en el punto de contacto con el anillo de desgaste ( $m^4$ ).
- ✓  $d_{anillo}$  = Diámetro del eje en el punto de contacto con el anillo de desgaste ( $m$ ).

✓ **Esfuerzos cortantes máximo y mínimo.**

Debido a que en el eje la carga transversal se mantiene constante, el esfuerzo cortante varía de forma cíclica, dependiendo únicamente de la posición de la sección transversal del eje, por lo tanto sus valores máximos y mínimos se obtiene con la ecuaciones 2.74 y 2.75.

$$\tau_{MAX} = |\tau| \quad (2.74)$$

$$\tau_{MIN} = -|\tau| \quad (2.75)$$

**Donde:**

✓  $\tau_{MAX}$  = Esfuerzo cortante por carga transversal máximo al cual se somete el eje (Pa).

✓  $\tau_{MIN}$  = Esfuerzo cortante por carga transversal mínimo al cual se somete el eje (Pa).

✓ **Esfuerzos cortantes medio y alternante sin corregir.**

El esfuerzo medio por definición es el valor medio entre los esfuerzos máximo y mínimo, mientras que el esfuerzo alternante es la amplitud de la fluctuación del esfuerzo como se expresa por medio de las ecuaciones 2.76 y 2.77.

$$\tau_a^* = \frac{\tau_{MAX} - \tau_{MIN}}{2} = \tau \quad (2.76)$$

$$\tau_m^* = \frac{\tau_{MAX} + \tau_{MIN}}{2} = 0 \quad (2.77)$$

**Donde:**

✓  $\tau_a^*$  = Esfuerzo cortante por carga transversal alternante (Pa).

✓  $\tau_m^*$  = Esfuerzo cortante por carga transversal medio (Pa).

✓ **Esfuerzos cortantes medio y alternante totales.**

Para el esfuerzo medio y alternante, el esfuerzo torsor tendrá valores diferentes debido a que posee concentradores de esfuerzo a fatiga diferente, pero sus valores nominales

son iguales ya que este se mantiene constante a lo largo de toda la periferia de la sección transversal del eje, por lo tanto los esfuerzos totales se obtiene con las ecuaciones de 2.78 y 2.79.

$$\tau_{anom} = \tau_{anom} + T_{anom} \quad (2.78)$$

$$\tau_{mnom} = T_{mnom} \quad (2.79)$$

**Donde:**

✓  $\tau_{anom}$  = Esfuerzo cortante alternante sin corregir ( $Pa$ ).

✓  $\tau_{mnom}$  = Esfuerzo cortante medio sin corregir ( $Pa$ ).

✓ **Factor de concentración de esfuerzo a fatiga.**

Para el concentrador de esfuerzo total se calcularan tres (3) individuales, el primero es el concentrador de esfuerzos debido a la rosca (si esta existe), el segundo es el concentrador de esfuerzos debido al chavetero (si este existe) y por último el concentrador de esfuerzos debido a la reducción de diámetro o a la muesca, el producto de estos tres (3) concentradores será el concentrador resultante a partir del cual se recalculará el concentrador a la fatiga.

**Factor 1: Concentrador de esfuerzos por rosca.**

**$K_{ts}$  por gráfica:** Para este concentrador se entra a las gráficas que se encuentran en el anexo, con los datos del tipo de rosca (Métrica ver figura AA.11, UNC ver figura AA.12 y UNF ver figura AA.13), y diámetro nominal de la rosca (en la unidad de medida del tipo de rosca).

**Factor 2: Concentrador de esfuerzos por chaveta.**

**$K_{ts}$  por gráfica:** Para este concentrador se entra a las gráficas que se encuentran en el anexo, con los datos del tipo de chaveta de filete y semi-circular (ver figura AA.8) y los valores del momento en el punto x y el torque en el punto x.

### Factor 3: Concentrador de esfuerzos por reducción de diámetro.

**$K_{ts}$  por gráfica:** El concentrador de esfuerzos de corte por carga transversal, se asume de igual magnitud que el concentrador de esfuerzos por torsión, debido a su similitud en cuanto a la influencia de la geometría del eje sobre sus esfuerzos.

**$K_{ts}$  (Torsor) por gráfica:** Para este concentrador se entra a las figuras que se encuentran en el anexo, según los datos del tipo de concentrador (para reducción ver figura AA.14 y para muesca ver figura AA.15) y con los valores de  $D/d$  y  $r/d$ .

### Factor 4: Concentrador de esfuerzos a la fatiga.

Para este concentrador, se debe primero calcular el concentrador resultante de los calculados anteriormente, utilizando la ecuación 2.80.

$$K_{ts} = K_{TSROSCA} K_{TSCHAVETA} K_{TSRANURA} K_{TSREDUCCION} \quad (2.80)$$

Luego se obtiene el factor de concentración de esfuerzos a la fatiga por medio de la ecuación 2.81.

$$K_{fs} = 1 + Q(K_{ts} - 1) \quad (2.81)$$

#### Donde:

- ✓  $K_{fs}$  = Factor de concentración de esfuerzos cortantes a la fatiga (adimensional).
- ✓  $K_{TSROSCA}$  = Factor de concentración de esfuerzos cortantes debido a la rosca (adimensional).
- ✓  $K_{TSCHAVETA}$  = Factor de concentración de esfuerzos cortantes debido a la chaveta (adimensional).
- ✓  $K_{TSRANURA}$  = Factor de concentración de esfuerzos cortantes debido a la ranura (adimensional).
- ✓  $K_{TSREDUCCION}$  = Factor de concentrador de esfuerzos cortantes debido a la reducción (adimensional).

Para determinar el factor de concentrador de esfuerzos medio a la fatiga se utilizan las relaciones que se encuentran en el “**Diseño De Elementos De Máquinas**” de **Robert L. Norton** (Capítulo 6) y los cuales se presentan con las ecuaciones 2.82, 2.83 y 2.84.

$$K_{fsm} \begin{cases} si \rightarrow K_f |\tau_{MAX}| < S_y \Rightarrow K_{fm} = K_f & (2.82) \\ si \rightarrow K_f |\tau_{MAX}| > S_y \Rightarrow K_{fm} = \frac{S_y - K_f \tau_{anom}}{|\tau_{mnom}|} & (2.83) \\ si \rightarrow K_f |\tau_{MAX} - \tau_{MIN}| > 2S_y \Rightarrow K_{fm} = 0 & (2.84) \end{cases}$$

**Donde:**

- ✓  $K_{fsm}$  = Factor de concentrador de esfuerzos cortantes medio a la fatiga (Adimensional).
- ✓ **Corrección de los esfuerzos cortantes medio y alternante.**

El esfuerzo real por definición, es el esfuerzo nominal al cual está sometido el eje, multiplicado por el concentrador de esfuerzos, como se expresa en las ecuaciones 2.85 y 2.86.

$$\tau_a' = K_{fs} \tau_{anom} \quad (2.85)$$

$$\tau_m' = K_{fsm} \tau_{mnom} \quad (2.86)$$

**Donde:**

- ✓  $\tau_a'$  = Esfuerzo cortante alternante corregido (Pa).
- ✓  $\tau_m'$  = Esfuerzo cortante medio corregido (Pa).

#### 2.2.17.7.- **Esfuerzo resultante medio y alternante. [13]; [17]**

El factor de seguridad para cualquier estado de esfuerzo fluctuante depende de la forma en la cual pueden variar los componentes medios y alternantes uno respecto al otro durante el servicio, dentro de la teoría de combinación de esfuerzos de Von Mises, los equipos rotativos se encuentran en el caso tres de la misma, donde los componentes alternante y medio pueden incrementarse bajo condiciones de servicio pero su relación se



mantiene constante, dicha combinación viene representada por medio de las ecuaciones 2.87 y 2.88.

$$\sigma_{ta} = \sqrt{\sigma_a^2 + \tau_a^2} \quad (2.87)$$

$$\sigma_{tm} = \sqrt{\sigma_m^2 + \tau_m^2} \quad (2.88)$$

**Donde:**

- ✓  $\sigma_{ta}$  = Esfuerzo alternante total (Pa).
- ✓  $\sigma_{tm}$  = Esfuerzo medio total (Pa).

#### 2.2.17.8.- Estimación del límite de resistencia a la fatiga. [13]; [17]

El límite de resistencia a la fatiga es la resistencia que posee el material a las fallas ocasionadas por la fatiga, para el mismo se utiliza la metodología del “**Diseño De Elementos De Máquinas**” de **Robert L. Norton** (Capítulo 6), por medio de las ecuaciones 2.89 y 2.90.

$$S_e^* \begin{cases} S_e^* \cong 0,5S_{ut} & \Rightarrow S_{ut} < 1400 \text{ MPa} \\ S_e^* \cong 700 \text{ MPa} & \Rightarrow S_{ut} \geq 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2.89)$$

$$(2.90)$$

**Donde:**

- ✓  $S_e^*$  = Límite de resistencia a la fatiga sin corregir (Pa).
- ✓ **Factores de corrección del límite de resistencia a la fatiga.**

Los factores de corrección son los encargados de mejorar la exactitud del límite de resistencia a la fatiga, debido a que existen diversos factores capaces de aumentar la velocidad del crecimiento de las grietas que ocasionan la ruptura por fatiga, estos factores son los siguientes:

**Coefficiente de carga:** El coeficiente de carga depende de si existe o no carga axial. Se expresa por medio de las ecuaciones 2.91 y 2.92.

$$C_{CAR} \begin{cases} \text{Flexión} \Rightarrow C_{CAR} = 1 & (2.91) \\ \text{Axial} \Rightarrow C_{CAR} = 0,70 & (2.92) \end{cases}$$

**Donde:**

✓  $C_{CAR}$  = Coeficiente de carga (adimensional).

**Coeficiente de Tamaño:** El coeficiente de tamaño depende únicamente del diámetro del eje. Se expresa por medio de las ecuaciones 2.93 y 2.94.

$$C_{TAM} \begin{cases} d \leq 0,3 \text{ in}(8 \text{ mm}) \Rightarrow C_{TAM} = 1 & (2.93) \\ 8 \text{ mm} < d_x \leq 250 \text{ mm} \Rightarrow C_{TAM} = 1,189d_x^{-0,097} & (2.94) \end{cases}$$

**Donde:**

✓  $C_{TAM}$  = Coeficiente de tamaño (adimensional).

**Coeficiente de superficie:** El coeficiente de superficie depende del acabado superficial del eje. Se expresa por medio de la ecuación 2.95.

$$C_{SUP} = A(S_{ut})^b \Rightarrow \text{si } C_{SUP} > 1 \rightarrow C_{SUP} = 1 \quad (2.95)$$

**Donde:**

✓  $C_{SUP}$  = Coeficiente de superficie (adimensional).

✓  $S_{ut}$  = Esfuerzo ultimo del material (Pa).

Para los valores de los factores “A” y “b”, se entra a la tabla AA.2 del anexo con el tipo de acabado superficial del eje.

**Coeficiente de temperatura:** El coeficiente de temperatura depende de la temperatura de trabajo del eje, la cual se asume es la misma del fluido que maneja la bomba, este factor se estima por medio de las ecuaciones 2.96 y 2.97.

$$C_{TEMP} \begin{cases} T \leq 450 \text{ } ^\circ C \Rightarrow C_{TEMP} = 1 & (2.96) \\ 450 \text{ } ^\circ C < T \leq 550 \text{ } ^\circ C \Rightarrow C_{TEMP} = 1 - 0,0058(T - 450) & (2.97) \end{cases}$$

**Donde:**

- ✓  $C_{TEMP}$  = Coeficiente de temperatura (adimensional).
- ✓  $T$  = Temperatura del fluido ( $^{\circ}C$ ).
- ✓ **Corrección del límite de resistencia a la fatiga.**

Por definición el límite de resistencia a la fatiga se corrige con la multiplicación de los coeficientes de carga, tamaño, superficie y temperatura, como se muestra en la ecuación 2.98.

$$S_e = S_e^* (C_{CAR} C_{TAM} C_{SUP} C_{TEMP}) \quad (2.98)$$

**Donde:**

- ✓  $S_e$  = Límite de resistencia a la fatiga corregido

**2.2.17.9.- Curva representativa de esfuerzo y ciclos de vida. [13]**

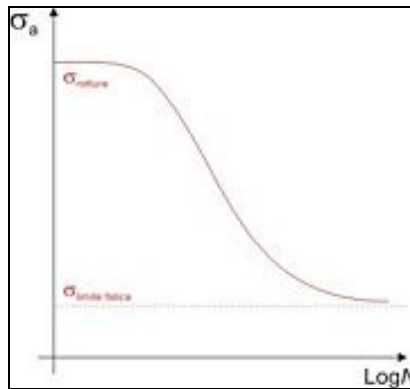
Estas curvas se obtienen a través de una serie de ensayos donde una probeta del material se somete a tensiones cíclicas con una amplitud máxima relativamente grande (aproximadamente 2/3 de la resistencia estática a tracción). Se cuentan los ciclos hasta la rotura de la probeta. Este procedimiento se repite en otras probetas a amplitudes máximas decrecientes.

Los resultados se representan en un diagrama de tensión, S, frente al logaritmo del número N de ciclos hasta la rotura para cada una de las probetas (ver figura 2.27). Los valores de S se toman normalmente como amplitudes de la tensión.

**2.2.17.10.- Determinación del factor de seguridad a la fatiga. [13]; [17]**

El factor de seguridad a la fatiga representa la probabilidad de ruptura de un material sometido a determinado esfuerzo fluctuante para un número de ciclos, que, en el caso de los equipos rotativos (alto ciclaje), es aproximadamente vida infinita.

Para la determinación del factor de seguridad a la fatiga se utiliza la metodología del “**Diseño De Elementos De Máquinas**” de **Robert L. Norton** (Capítulo 6), donde el Caso 3 de combinaciones de esfuerzos (para  $\frac{\sigma_a}{\sigma_m}$  varía de forma constante) expresa el factor de seguridad a la fatiga con la ecuación 2.99.



**Figura. 2.27. Curva S-N representativa.**

$$N_f = \frac{S_{ut} S_e}{S_{ut} \sigma_{ta} + S_e \sigma_{tm}} \quad (2.99)$$

**Donde:**

✓  $N_f$  = Factor de seguridad a la fatiga.

## 2.2.18.- Estudio de la factibilidad económica. [1]

### 2.2.18.1.- Vida económica de un equipo. [1]

La vida económica de un equipo es el periodo durante el cual un equipo presta un servicio determinado con el menor costo anual equivalente, donde el equivalente anual representa el beneficio o la pérdida equivalente en forma de una seria anual uniforme.

El equivalente anual de un equipo se calcula por medio de la ecuación 2.100.

$$EA(i) = CF(R/P_{i,n}) - VR(R/S_{i,n}) + Cop + g(R/g_{i,n}) \quad (2.100)$$

**Donde:**

- ✓  $EA(i)$  = Equivalente Anual ( $BsF$ ).
- ✓  $i$  = tasa mínima de rendimiento (%).
- ✓  $CF$  = inversión en capital fijo ( $BsF$ ).
- ✓  $VR$  = valor residual al final de la vida útil del equipo ( $BsF$ ).
- ✓  $Cop$  = costos operacionales ( $BsF$ ).
- ✓  $g$  = incremento anual de los costos operacionales debido al deterioro ( $BsF$ ).
- ✓  $(R/P_{i,n})$  = factor de recuperación de capital (adimensional).
- ✓  $(R/S_{i,n})$  = factor del fondo de amortización (adimensional).
- ✓  $(R/g_{i,n})$  = factor de la serie aritmética (adimensional).
- ✓  $n$  = periodo de estudio en años (*años*).

**2.2.18.2.- Análisis económico del reemplazo de equipos. [1]**

La posibilidad de reemplazar un equipo debido a fallas se detecta fácilmente, ya que, cuando esta última ocurre el equipo no presenta las condiciones normales de operación y, por tanto, habrá que repararlo o reemplazarlo.

El reemplazo de equipos por razones económicas es más difícil de detectar a simple vista, ya que el equipo aparentemente reúne las condiciones normales de operación y lo hace regularmente. En este caso, se hace necesario determinar si el equipo instalado está en las condiciones más favorables, desde el punto de vista económico, en relación con los otros equipos existentes. En conclusión, un equipo instalado se reemplaza por razones económicas cuando se comprueba la existencia de una mejor alternativa de inversión.

**2.2.18.3.- Tasa mínima de rendimiento. [1]**

La tasa mínima de rendimiento o TMR de una empresa se define como la menor cantidad de dinero que se espera obtener como rendimiento de un capital puesto a trabajar de manera de poder cubrir los compromisos de costos de capital.

#### 2.2.18.4.- **Capital fijo. [1]**

El capital fijo (CF) Comprende aquella porción de la inversión inicial destinada a la compra de activos fijos tangibles.

El CF viene dado por el costo del equipo comprado en el año cero del estudio.

#### 2.2.18.5.- **Valor residual. [1]**

El valor residual (VR) es la remuneración neta obtenida por la venta de activos fijos tangibles.

Para el caso estudiado el VR es un valor difícil de estimar debido a que la empresa no práctica la venta de equipos viejos, en vez de ello los utiliza como reciclaje o desecho al final de la vida útil de los mismos, la parte de reciclaje es la única que aporta una recuperación del capital invertido.

#### 2.2.18.6.- **Costos operacionales. [1]**

Los costos operacionales incluyen todos los desembolsos que se requieran para que el proyecto, una vez puesto en marcha, continúe operando normalmente.

Los costos operacionales que posee la empresa son de dos tipos:

- ✓ Costos debido a mantenimiento
- ✓ Costos debido a consumo eléctrico

Los costos debido a mantenimiento representan todos los gastos ocasionados por el mantenimiento de los equipos, éstos a su vez se debiten en cuatro (4) tipos:

- ✓ **Mantenimiento rutinario:** El mantenimiento rutinario se realiza cada tres (3) meses en promedio, este incluye cambios de aceite, cambios de cellos mecanitos, entre otros.

- ✓ **Mantenimiento preventivo:** El mantenimiento preventivo se realiza según las horas de servicio especificadas por el fabricante, los cuales por lo general son cada un (1) año de servicio, éste incluye cambio de los rodamientos entre otros.
- ✓ **Mantenimiento predictivo:** El mantenimiento predictivo consiste en la inspección del equipo por parte del personal competente, estas inspecciones incluyen las pruebas de vibración entre otras.
- ✓ **Mantenimiento mayor:** El mantenimiento mayor es más frecuente para los equipos viejos, llegando a ser uno (1) cada dos (2) años, incluye el cambio del impulsor y del eje en algunos casos.

Los costos debido al consumo eléctrico representan el gasto por parte de la potencia eléctrica consumida por la bomba, para el estudio se uso como referencia la ecuación 2.101.

$$CE = \dot{W}_e PeHs \quad (2.101)$$

**Donde:**

- ✓  $CE$  = Consumo eléctrico ( $BsF/año$ ).
- ✓  $Pe$  = Precio del consumo eléctrico ( $BsF/kWh$ ).
- ✓  $Hs$  = Horas en servicio del equipo por año ( $h/año$ ).

#### 2.2.18.7.- Factores de capitalización y actualización. [1]

Los factores de capitalización y actualización son aquellos que permiten determinar valores equivalentes de cantidades de dinero. Es decir, mediante su uso se pueden realizar de manera sencilla y práctica el cargo y descargo de intereses.

A continuación se presenta una descripción detallada de la nomenclatura utilizada en dichos factores.

- ✓ **P:** Representa cualquier suma o cantidad de dinero que ocurre en el punto cero de la escala de tiempo, o en cualquier punto que se tome como inicio de la actividad o del estudio económico.

- ✓ **S:** Representa cualquier suma o cantidad de dinero que ocurre en el punto n de la escala de tiempo, o en cualquier punto que se tome como final de la actividad.
- ✓ **R:** Representa el valor de la cuota de una serie uniforme de cantidades de dinero que ocurre al final de cada periodo de interés que abarca el estudio.
- ✓ **g:** Representa el gradiente periódico de una serie de flujos monetarios que se incrementan en razón aritmética.
- ✓ **n:** Representa el número de periodos de interés que abarca el estudio.
- ✓ **i:** Representa el valor del interés que se carga o descarga en cada periodo.

La figura AA.16 del anexo muestra los distintos factores de capitalización y actualización anteriormente mencionados, para distintos periodos de tiempo a una misma tasa de interés.

La ecuación 2.102 expresa el equivalente anual  $EA(i)$  del costo de la inversión hecha en el equipo y la ecuación 2.103 expresa el equivalente anual  $EA(i)$  de los costos de operación.

$$EA(i)_{inversion} = CF(R/P_{i,n}) - VR(R/S_{i,n}) \quad (2.102)$$

$$EA(i)_{costos\ de\ operacion} = Cop + g(R/g_{i,n}) \quad (2.103)$$

**Donde:**

- ✓  $EA(i)_{inversion}$  = Equivalente anual debido a la inversión ( $BsF$ ).
- ✓  $EA(i)_{costos\ de\ operacion}$  = Equivalente anual debido a los costos operacionales ( $BsF$ ).

Al analizarse estos términos se aprecia que el factor  $EA(i)_{inversion}$  decrece al aumentar n mientras que el termino  $EA(i)_{costos\ de\ operacion}$  aumenta al incrementarse n, esto genera un  $n^*$ , el cual está asociado el menor  $EA(i)$  posible,  $n^*$  representa al vida económica del equipo.

El análisis económico del reemplazo del equipo se basa en la comparación de los equivalentes anuales de dichos equipos para su vida económica, por medio de las ecuaciones 2.104 y 2.105.



$$\begin{cases} EA_{EI}(i)^* = VNR(R/P_{i,n^*}) - VR(R/S_{i,n^*}) + Cop + g(R/g_{i,n^*}) & (2.104) \\ EA_{EN}(i)^* = CF(R/P_{i,n^*}) - VR(R/S_{i,n^*}) + Cop + g(R/g_{i,n^*}) & (2.105) \end{cases}$$

**Donde:**

- ✓  $EA_{EI}(i)^*$  = Equivalente anual del equipo instalado para su vida económica (*BsF*).
- ✓  $EA_{EN}(i)^*$  = Equivalente anual del equipo nuevo para su vida económica (*BsF*).
- ✓  $VNR$  = Valor neto realizable (*BsF*).

La rentabilidad del reemplazo del equipo puede apreciarse al comparar los equivalentes anuales de los equipos nuevo e instalado, tal como se muestra en las ecuaciones 2.106, 2.107 y 2.108.

$$\left\{ \begin{array}{l} si \Rightarrow EA_{EI}(i)^* > EA_{EN}(i)^* \Rightarrow \text{Rentable} \end{array} \right. \quad (2.106)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} si \Rightarrow EA_{EI}(i)^* < EA_{EN}(i)^* \Rightarrow \text{No Rentable} \end{array} \right. \quad (2.107)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} si \Rightarrow EA_{EI}(i)^* = EA_{EN}(i)^* \Rightarrow \text{Equivalente} \end{array} \right. \quad (2.108)$$

#### 2.2.18.8.- Valor neto realizable. [1]

El valor neto realizable representa el valor de la inversión en capital fijo del equipo instalado y se estima de su valor de venta, tal como se muestra en la ecuación 2.109.

$$VNR = Pv - Cv \quad (2.109)$$

**Donde:**

- ✓  $Pv$  = Precio de venta del equipo (*BsF*).
- ✓  $Cv$  = Costo de desinstalación y venta (*BsF*).

Cuando un equipo presenta deterioro por vejes, su precio de venta se ve afectado por la depreciación del mismo, por tanto el precio de venta se obtiene con la ecuación 2.110.

$$Pv = CF - Dt \times n \quad (2.110)$$

**Donde:**

- ✓  $Dt$  = Depreciación del equipo (*BsF*).

#### 2.2.18.9.- Depreciación lineal de equipos. [1]

La depreciación lineal es aquella en la que se asume que el valor del activo fijo disminuye en la misma cantidad todos los años, es decir, decrece a una rata constante y se expresa por medio de la ecuación 2.111.

$$Dt = \frac{CF - VR}{N} \quad (2.111)$$

**Donde:**

✓  $N$  = Vida útil del equipo (*años*).

Hasta los momentos la empresa toma como vida útil para sus equipos 40 años de servicio, debido a que a partir de esa fecha el fabricante no asegura el suministro de repuestos, por esta razón los equipos al final de la mismas no poseen valor residual, si no que son utilizados como reciclaje, por esta razón el valor residual se asume como un 10% del valor de los equipos.

#### 2.2.18.10.- Costo de desinstalación y venta. [1]

Éste representa las pérdidas ocasionadas por la desinstalación y venta del equipo, pero en el caso estudiado al no venderse el mismo, su costo es aproximadamente 0.

#### 2.2.18.11.- Determinación de la rentabilidad y toma de decisiones. [1]

Para determinar el equivalente anual más económico para los equipos, es decir, el equivalente anual para la vida económica del equipo, se utiliza el método del tanteo, donde se suponen diferentes valores para la vida útil y se comparan los equivalentes anuales para dichos años.

Para determinar la rentabilidad del equipo nuevo, se procede a la comparación entre el equivalente anual para la vida económica del equipo nuevo e instalado, de tal forma de obtener beneficios con el reemplazo del equipo viejo.

### 2.2.18.12.- Recuperación de capital y tiempo de pago. [1]

Un factor importante en la toma de decisiones para el reemplazo de equipos es el tiempo de recuperación de capital, el cual, para la refinería El Palito, no debe de exceder los ocho (8) años de recuperación, este tiempo de recuperación de capital se determina por medio de la ecuación 2.112.

$$TP = \frac{Pv}{EA_{EI}(i)^* - EA_{EN}(i)^*} \quad (2.112)$$

**Donde:**

✓  $TP$  = Tiempo de pago (*años*).

Al cumplirse esta condición ( $TP \leq 8$  años), se determina como reentable y satisfactorio el reemplazo de equipo instalado por el equipo nuevo seleccionado.

## **CAPÍTULO III: MARCO METODOLÓGICO**

### **3.1.- NIVEL DE INVESTIGACIÓN.**

El nivel de Investigación es del modelo Descriptivo, ya que se describe la situación actual y se registran las condiciones de la misma, a través de la recolección de datos y la observación del sistema de manera independiente que muestren como se desarrollan los distintos fenómenos propios del entorno analizado. Luego se analizarán y estudiarán los datos recolectados, con la finalidad de establecer conclusiones acerca de la problemática que permitan formular propuestas de solución al problema.

### **3.2.- TIPO DE INVESTIGACIÓN.**

La investigación es de campo, debido a que el estudio se realiza en contacto directo con los fenómenos estudiados, implicando la observación directa y registro de las variables en estudio. La investigación está orientada hacia la recolección, procesamiento e interpretación de datos y análisis de resultados que permiten obtener conclusiones y por ende propuestas de solución al problema planteado, fundamentadas con bases teóricas y valores numéricos.

### **3.3.- DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.**

A continuación se presentan en orden cronológico las fases que se llevarán a cabo para alcanzar los objetivos establecidos en la investigación:

#### **FASE 1: Documentación.**

Consiste en la revisión e investigación de bibliografía a través de libros de texto e Internet en lo referente a los siguientes temas:

- ✓ Definición de una bomba centrífuga, partes principales, funcionamiento y ecuaciones que rigen su funcionamiento.

- ✓ Definición de las fuerzas que actúan en los ejes transmisores de potencia, así como también los esfuerzos generados en dichos ejes producto de las fuerzas radial y axiales.

Otra parte de la documentación, es buscar toda la información técnica referente a los sistemas de bombeo y condiciones de operación, siendo la siguiente:

- ✓ Marca, modelo, curvas de funcionamiento, planos y dimensiones principales de cada una de las bombas a estudiar.
- ✓ Propiedades del fluido de operación como son: Temperatura, viscosidad, gravedad específica, presión de vapor.
- ✓ Datos del motor: Marca, modelo, frame, potencia, voltaje y amperaje nominal.
- ✓ De la planta: Dimensiones principales de las tuberías y número de cédula (SCHEDULE).

### **FASE 2: Toma de los datos operacionales de cada uno de los equipos de bombeo.**

En esta fase se tomaran los siguientes datos operaciones:

- ✓ Temperatura de operación.
- ✓ Presión a la descarga de la bomba.
- ✓ Flujo volumétrico.
- ✓ Voltaje y amperaje.
- ✓ Longitudes de tramos de tubería en los casos que sea necesario, es decir cuando el punto de referencia de presión no se encuentre en la descarga si no en un punto más alejado, se procederá a medir el tramo y con eso determinar las pérdidas hidráulicas y con esto estimar el punto de trabajo de la bomba.

### **FASE 3: Estimación de los parámetros de operación.**

Una vez ya tomado todos los datos operacionales, se determinan haciendo uso de las bases teórica anteriormente mencionadas los siguientes parámetros para las condiciones para la que fue diseñada la planta, así como también para las condiciones de actuales de operación.

- ✓ Punto de trabajo de las bombas.
- ✓ Potencia útil, accionamiento, del motor y eléctrica.
- ✓ Caudal máximo y mínimo de operación segura de la bomba.

#### **FASE 4: Cálculo de las fuerzas y esfuerzos ocurridos en los ejes transmisores de potencia.**

Una vez ya determinado los parámetros de operación de la bomba, para las condiciones de diseño y operación de la planta, se determinan las fuerzas actuantes, así como también los esfuerzos ocurridos en los ejes debido a la fatiga para tales condiciones de operación.

#### **FASE 5: Determinación del consumo en exceso de energía por parte de los equipos de bombeo.**

Para determina el consumo en exceso de energía se realizará a través de la carta actualizada de Wisllicenus, en donde se obtiene la eficiencia teórica y se compara con la real, para luego estimar el ahorro energético que pudieran tener las bombas si estuvieran trabajando a tal eficiencia. Este estudio se aplicará para las condiciones de operación actual y para las condiciones con que fue diseñada la planta.

#### **FASE 6: Análisis de los resultados obtenidos.**

Una vez ya determinado todos los parámetros necesarios para el estudio de los sistemas de bombeo, se hará un diagnostico de cada uno de ellos, en donde se demostrará si las bombas que posee la planta fueron bien seleccionada y si actualmente están trabajando en las mejores condiciones de operación.

#### **FASE 7: Soluciones a problemas encontrados.**

Después de haber realizado el análisis de cada una de las bombas estudiadas, se planteará soluciones a los problemas encontrados en tales equipos, y se verificará la factibilidad económica que pudiera tener la aplicación de estas soluciones.

## **CAPÍTULO IV: DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN**

### **4.1.- DOCUMENTACIÓN.**

La base teórica se obtuvo en los libros referentes al manejo de fluidos, máquinas hidráulicas y elementos de máquinas, dicha teoría se encuentra plasmada en el Capítulo II de este trabajo, en ella puede encontrarse la definición de una bomba centrífuga, partes principales y su funcionamiento (Sección 2.2.1), las ecuaciones que rigen su funcionamiento (Sección 2.2.2 a la 2.2.16) y las definiciones de las fuerzas que actúan en los ejes transmisores de potencia, así como también los esfuerzos generados en dichos ejes producto de las fuerzas radiales y axiales (Sección 2.2.17).

La documentación se obtuvo en los archivos pertenecientes a la Gerencia Técnica, los archivos de la Gerencia de Mantenimiento Predictivo, así como también de la información perteneciente al departamento de Equipos Rotativos de Ingeniería de Instalaciones. La documentación necesaria consta de: Hojas de datos de la bomba, curvas características de la bomba y plano del eje de la bomba.

### **4.2.- BÚSQUEDA DE LOS DATOS OPERACIONALES.**

Por medida de seguridad, la toma de datos operacionales de las bombas dentro de la planta, como lo son: lectura de manómetros para obtener presión de descarga y succión, lectura de los datos de placa, entre otros, se realiza acompañado de un operador de planta de la Unidad de FCC. Los caudales, temperatura del fluido y presiones de succión son obtenidos dentro del bunker de FCC mediante el software que dirige el proceso químico de la planta con la ayuda de los integrantes de la sala de operaciones de FCC. Los voltajes y amperajes se obtienen mediante la colaboración del departamento de electricidad de la gerencia de mantenimiento, que con el permiso de los operadores de FCC se introduce en el área de electricidad de la planta de FCC para la medición, dichos resultados se encuentran anexados en las tablas 5.1, 5.2 y 5.3.

#### 4.3.- ESTIMACIÓN DE LOS PARÁMETROS OPERACIONALES Y SELECCIÓN

En esta sección se realizarán dos cálculos tipo de la investigación, el primero de ellos es la estimación de los parámetros operacionales de la bomba G-2FCC y su posterior selección para reemplazo, dicho equipo es una bomba centrífuga, monoetapa y de succión simple, el segundo de ellos es el caso de la bomba G-23FCC, la cual es centrífuga, monoetapa y de succión doble, estas dos bombas se seleccionaron para este cálculo tipo por ser los primeros casos estudiados entre todos, además de que los mismos fueron el modelo a partir del cual se realizaron los cálculos de las demás bombas.

##### 4.3.1.- ESTIMACIÓN DE LOS PARÁMETROS OPERACIONALES PARA LA BOMBA G-2FCC.

En esta sección se muestra un resumen del procedimiento utilizado para los cálculos de las bombas de succión simple, para un procedimiento mas detallado, consultar el apéndice I.

La estimación de los parámetros operacionales se hará para las condiciones de diseño de la planta y para las condiciones de operación de la misma. Las tablas AI.1, AI.2, AI.3, AI.4, AI.5, AI.6 y AI.7 del apéndice I, muestran en detalle los parámetros obtenidos por medio de la recolección de datos en la Refinería El Palito.

Antes de la estimación de los parámetros operacionales se debe verificar si el fluido de operación de la bomba se puede tomar como agua. Esto se realiza de la siguiente manera:

Con la viscosidad cinemática del fluido de operación, en este caso  $\nu = 3,03 \cdot 10^{-08} \text{ m}^2 / \text{s}$ , se compara con la del agua  $22 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 / \text{s}$ . Si la viscosidad del fluido supera 20 veces en su valor a la del agua, entonces el fluido se toma como un fluido viscoso, por tanto se debe calcular los factores de corrección para dicho fluido. Siendo este caso lo contrario el fluido se trabaja como si fuera agua [10].



#### 4.3.1.1.- Estimación de los parámetros operacionales para las condiciones de diseño de la planta.

##### 4.3.1.1.1.- Estimación de potencia útil, accionamiento, del motor y eléctrica para las condiciones de diseño de la planta.

La estimación de las potencias, se realiza en función del punto de trabajo de la bomba en condiciones de diseño, calculado la potencia útil por medio de la ecuación 2.8, luego la de accionamiento por medio de la ecuación 2.16, del motor, hasta finalmente obtener la potencia eléctrica utilizando la ecuación 2.12.

$$\dot{W}_u = 40.225,44 \text{ W}$$

$$\dot{W}_a = 51.242,60 \text{ W}$$

$$\dot{W}_m = 51.242,60 \text{ W}$$

$$\dot{W}_e = 56.936,23 \text{ W}$$

#### 4.3.1.2.- Estimación de los parámetros operacionales para las condiciones de operación de la planta.

##### 4.3.1.2.1.- Determinación del punto de trabajo de la bomba.

###### 4.3.1.2.1.1.- Altura de bombeo:

En el cálculo de la altura de bombeo, se debe considerar las pérdidas hidráulicas en los tramos de succión y descarga de bomba, éstas son estimadas con la ecuación 2.5

###### ✓ Pérdidas en el tramo de succión y descarga.

Para las pérdidas en el tramo de succión se estima la velocidad del fluido y el número de Reynolds a través de la ecuación 2.6, luego se calcula el factor de fricción, el cual se obtiene en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería, finalmente las pérdidas se obtienen por medio de la ecuación 2.5:

$$h_{fs} = 0,01 \text{ m.c.f}$$

$$h_{fd} = 0,05 \text{ m.c.f} .$$

**Donde:**

✓  $h_{fs}$  = Pérdidas por fricción en el tramo de succión (*m.c.f*) .

✓  $h_{fd}$  = Pérdidas por fricción en el tramo de descarga (*m.c.f*) .

Con las pérdidas en los tramos de succión y de descarga, y los datos de presión, energía potencia, se obtiene la altura de bombeo.

$$H_d = 45,26 \text{ m.c.f}$$

**Donde:**

✓  $H_d$  = Altura de máquina en condiciones de diseño (*m.c.f*) .

#### 4.3.1.2.1.2.- Eficiencia de operación de la bomba.

La eficiencia de operación de la bomba se extrae de la curva del fabricante, por tanto el punto de trabajo de la bomba en condiciones de operación es el que se muestra en la tabla 4.1.

**Tabla 4.1: Punto de trabajo de la bomba TAG G-2FCC en condiciones de operación.**

<b>Altura de bombeo <math>m</math> .</b>	45,26
<b>Caudal <math>m^3 / s</math> .</b>	0,09
<b>Eficiencia % .</b>	73

Fuente: Gerencia Técnica de la Refinería El Palito

#### 4.3.1.2.2.- Estimación de potencia útil, accionamiento, del motor y eléctrica para las condiciones de operación de la planta.

En la estimación de las potencias en condiciones de operación se utiliza el mismo procedimiento utilizado en el cálculo de las potencias en condiciones de diseño:

$$\dot{W}_u = 32.322,97 \text{ W}$$

$$\dot{W}_a = 44.278,04 \text{ W}$$

$$\dot{W}_m = 44.278,04 \text{ W}$$

$$\dot{W}_e = 49.099,30 \text{ W}$$

#### 4.3.1.3.- Cálculo del caudal máximo y mínimo de operación segura de la bomba.

##### ✓ Cálculo del caudal máximo de operación segura de la bomba.

El caudal máximo de operación se obtiene a través de la intersección de la curva del NPSH disponible con la del requerido. La curva del NPSH requerido se extrae directamente de la curva del fabricante. La curva del NPSH disponible se construye utilizando la ecuación (2.28), para los distintos porcentajes del caudal nominal, la siguiente tabla muestra los puntos de las curvas de NPSH requerido y disponible

**Tabla 4.2. Valores del NPSH disponible y requerido para distintos porcentajes de caudal.**

Caudales ( $m^3/s$ )	$NPSH_d$ (m)	$NPSH_r$ (m)
0,03	3,79	1,98
0,06	3,76	1,98
0,09	3,72	2,13
0,12	3,67	2,74
0,15	3,60	3,35
0,20	3,51	4,27

Con los valores de la tabla 4.2 se construyen las curvas del NPSH disponible y requerido, con la intersección de las curvas de  $NPSH_d$  y  $NPSH_r$  se obtiene el caudal máximo seguro:

$$q_{\max} = 0,16 \text{ m}^3/s$$

##### ✓ Cálculo del caudal mínimo de operación segura de la bomba.

La obtención del caudal mínimo de operación segura, se realiza a través del método de Frazer, para esto se debe calcular la velocidad específica de succión, la cual se obtiene con

la ecuación 2.32, luego con este valor y la relación del diámetro del cubo y el ojo igual a cero, se entra a la figura (2.18) y se obtiene el porcentaje de recirculación.

$$R_i = 77,5 \%$$

**Donde:**

✓  $R_i$  = Porcentaje de recirculación (%).

Por tanto el caudal mínimo de operación será:

$$q_{\min} = 0,12 \text{ m}^3 / \text{s}$$

#### 4.3.1.4.- Cálculo de las fuerzas radial y axial total.

##### 4.3.1.4.1.- Cálculo de las fuerzas radial y axial total para las condiciones de diseño de la planta.

###### 4.3.1.4.1.1.- Fuerza radial:

Para calcular la fuerza radial se debe antes disponer del coeficiente experimental, (el cual se obtiene entrando a la figura 2.21), la velocidad específica (que se obtiene con la ecuación 2.27), y el ancho a la salida del impulsor extraído del plano de la bomba, con estos valores y utilizando la ecuación (2.33), se obtiene la fuerza radial para las condiciones de diseño.

$$F_r = 65,11 \text{ N}$$

###### 4.3.1.4.1.2.- Fuerza axial total:

###### ✓ **Fuerza 1**

Para ésta se estima la relación de giro que se calcula con la ecuación (2.36), tomando el espacio axial de la norma API 610 décima edición, luego de esto se estiman la velocidad tangencial a la salida del impulsor y la velocidad tangencial del anillo de desgaste. Una vez obtenidos estos valores se utiliza la ecuación (2.34) y se estima la fuerza 1.

$$F_1 = 39.044,45 \text{ N}$$

✓ **Fuerza 2**

Para el cálculo de esta fuerza se estima la velocidad tangencial del eje y se utiliza la ecuación (2.35).

$$F_2 = 57.416,97 \text{ N}$$

✓ **Fuerza 3**

Con la velocidad del fluido en el ojo del impulsor y con la ecuación (2.37) y el dato de densidad del fluido, se estima la fuerza 3.

$$F_3 = 437,65 \text{ N}$$

✓ **Fuerza 4**

Dicha fuerza se estima utilizando la ecuación (2.38) y con los valores de la presión atmosférica y la presión de succión:

$$F_4 = 7.296,42 \text{ N}$$

Después de obtener las cuatro fuerzas actuantes en el impulsor, se calcula la fuerza axial total para las condiciones de diseño de la planta con la ecuación (2.39).

$$F_a = 10.638,45 \text{ N}$$

**4.3.1.4.2.- Cálculo de las fuerzas radial y axial total para las condiciones de operación de la planta.**

La estimación de las fuerzas radial y axial total en condiciones de operación se realiza de igual manera que para las condiciones de diseño:

$$F_r = 510,07 \text{ N}$$

$$F_a = 12.469,99 \text{ N}$$

#### 4.3.1.5.- Cálculo del consumo en exceso de energía de la bomba en estudio.

##### 4.3.1.5.1.- Cálculo del consumo en exceso de energía de la bomba en estudio para las condiciones de diseño de la planta.

El cálculo del consumo en exceso de energía del equipo se hace a través de la eficiencia teórica con la que pueda estar trabajando una bomba para las mismas condiciones de diseño, extraída de la carta actualizada de Wislicenus (figura AA.2), en la cual se entra con la velocidad específica estimada con el punto de trabajo de la bomba y el caudal de operación.

Luego se recalculan las potencias de accionamiento, del motor y la eléctrica, siguiendo el procedimiento mostrado anteriormente, para así de esta manera poder ver el consumo en exceso de potencia.

Con el caudal de operación en condiciones de diseño de la planta y la velocidad específica, se entra a la figura A.A.2 y se obtiene la eficiencia teórica.

$$\eta_{dw} = 84,52 \%$$

#### Donde:

✓  $\eta_{dw}$  = Eficiencia tomada de la curva de Wislicenus para condiciones de diseño (%).

Con la eficiencia teórica se recalcula la potencia accionamiento, del motor y eléctrica.

$$\dot{W}_{adw} = 47.593,32 \text{ W}$$

$$\dot{W}_{mdw} = \dot{W}_{adw} = 47.593,32 \text{ W}$$

$$\dot{W}_{edw} = 52.881,47 \text{ W}$$

$$\dot{W}_{TA} = 4.054,76 \text{ W}$$

**Donde:**

- ✓  $\dot{W}_{adv}$  = Potencia de accionamiento de diseño recalculada en condiciones de eficiencia de Wislicenus ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{mdw}$  = Potencia del motor de diseño recalculada en condiciones de eficiencia de Wislicenus ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{edw}$  = Potencia eléctrica de diseño recalculada en condiciones de eficiencia de Wislicenus ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{TA}$  = Potencia teórica ahorrada ( $W$ ).

#### 4.3.1.5.2.- Cálculo del consumo en exceso de energía de la bomba en estudio para las condiciones de operación de la planta.

En la estimación del consumo en exceso de energía de la bomba para las condiciones de operación de la planta, se aplica la misma metodología utilizada para las condiciones de diseño de la misma.

$$\eta_{opw} = 82,83 \%$$

Nuevamente se recalculan las potencias de accionamiento, del motor y eléctrica, para estimar el ahorro energético en condiciones de operación de la planta.

$$\dot{W}_{aopw} = 39.024,19 \text{ W}$$

$$\dot{W}_{mopw} = \dot{W}_{aopw} = 39.024,19 \text{ W}$$

$$\dot{W}_{eopw} = 43.360,23 \text{ W}$$

$$\dot{W}_{RA} = 5.739,07 \text{ W}$$

**Donde:**

- ✓  $\dot{W}_{aopw}$  = Potencia de accionamiento de operación recalculada en condiciones de eficiencia de Wislicenus ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{mopw}$  = Potencia del motor de operación recalculada en condiciones de eficiencia de Wislicenus ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{eopw}$  = Potencia eléctrica de operación recalculada en condiciones de eficiencia de Wislicenus ( $W$ ).
- ✓  $\dot{W}_{RA}$  = Potencia real ahorrada ( $W$ ).

#### 4.3.1.6- Estimación de los parámetros de ruptura y deflexión del eje para condiciones de operación.

En el cálculo de la ruptura y deflexión del eje de una bomba se tomaron las consideraciones siguientes:

- ✓ La fuerza radial, posee un ángulo de incidencia, el cual depende de la geometría de la voluta y además no posee una distribución uniforme, por tanto se tomó la consideración de colocarla perpendicular, puntual en la dirección vertical y ascendente situada en el extremo en voladizo del eje, ya que a la hora de calcular las reacciones resulta esta convención más crítica.
- ✓ El peso del eje se asumió como uniformemente distribuido, lo cual no es cierto debido a la geometría compleja del eje, ya que este valor es despreciable comparado con la fuerza radial, es suficiente mente preciso esta aproximación.
- ✓ El peso del impulsor se asumió puntual y situado en el extremo del voladizo del eje, siendo ésta una condición más crítica que la real.



### **FASE 1: Cálculo de la deflexión del eje.**

La deflexión del eje se calcula con la ecuación (2.42), para esto es necesario el valor del peso del eje y del impulsor, los cuales se obtienen a partir de sólidos en revolución realizados en Autocad.

$$d_{yss} = 0,161 \text{ mm}$$

Lo cual resulta en una deflexión segura debido a que este valor se encuentra por debajo de la deflexión máxima permitida por el espacio radial existente entre el anillo de desgaste fijo y el anillo de desgaste móvil, la cual para la bomba TAG G-2FCC es de 0,2 mm.

$$d_y < 0,2 \text{ mm} \Rightarrow \text{Condición Segura}$$

### **FASE 2: Determinación del factor de seguridad a la fatiga.**

La determinación del punto de ruptura del eje comienza con una previa visualización de los puntos críticos que se encuentran en el eje, de los cuales dos (2) son importantes y requieren un estudio de falla por fatiga, uno de ellos es el punto de mayor momento flector, situado en el apoyo del cojinete central, este no es el más crítico en el eje pero debido a la magnitud del momento máximo calculado, el mismo amerita una revisión de su factor de seguridad a la fatiga. El segundo de los puntos es el de mayor concentrador de esfuerzos, situado en el apoyo del impulsor, este es el más crítico debido a que en un sólo lugar se encuentran los concentradores de esfuerzo por reducción de diámetro, chaveta y rosca, además de estar en la zona de menor diámetro de todo el eje y, aunque en dicho punto el momento flector y el corte no poseen valores tan alarmantes como en otros puntos, dichos factores podrían lograr disminuir drásticamente el factor de seguridad a la fatiga.

#### **PRIMER PUNTO: Punto de mayor momento (apoyo del cojinete central).**

La siguiente sección muestra el procedimiento utilizado para la determinación del factor de seguridad a la fatiga en el punto de mayor momento flector.

✓ **Cálculo de los esfuerzos axiales medio y alternante sin corregir.**

En la estimación del esfuerzo alternante y medio sin corregir se utilizaron las ecuaciones (2.59) y (2.60), previamente se calcularon los esfuerzos axial y flector, y sus correspondientes esfuerzos máximo y mínimo.

✓  $\sigma_{anom} = 5,78 \text{ MPa}$

✓  $\sigma_{mnom} = 7,48 \text{ MPa}$

✓ **Cálculo del factor de concentración de esfuerzo a fatiga para esfuerzos axiales.**

Para este punto se extrae el concentrador de esfuerzos debido a la reducción de diámetro de la figura AA9, a partir del cual se estimará el concentrador a la fatiga.

✓  $K_{TREDUCCION} = 2,52$

El concentrador de esfuerzos debido a la fatiga se calcula con la ecuación (2.62).

$$K_f = 2,14$$

Para determinar el factor de concentrador de esfuerzos medio a la fatiga se utilizan las relaciones mostradas en las ecuaciones 2.64, 2.65 y 2.66. Donde se obtiene el siguiente resultado.

$$si \rightarrow K_f |\sigma_{MAX}| < S_y \Rightarrow K_{fm} = K_f = 2,14$$

✓ **Corrección de los esfuerzos axiales medio y alternante.**

Los esfuerzos reales se obtienen por medio de las ecuaciones 2.67 y 2.68:

$$\sigma'_a = 12,37 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = 16,01 \text{ MPa}$$

✓ **Cálculo de los esfuerzos axiales medio y alternante sin corregir.**

Para estimar el esfuerzo cortante alternante y medio sin corregir se utilizaron las ecuaciones (2.76) y (2.77), previamente se calcularon los esfuerzos cortante por carga transversal, y sus correspondientes esfuerzos máximo y mínimo.

$$\tau_a^* = 0,44 \text{ MPa}$$

$$\tau_m^* = 0$$

✓ **Cálculo de los esfuerzos cortantes medio y alternante totales.**

Para los esfuerzos medio y alternante, sólo se tomarán en cuenta los esfuerzos cortantes, el esfuerzo torsor será nulo debido a que se concluyó que la deflexión del eje es segura, por tanto:

$$\tau_{anom} = \tau_a^* = 0,44 \text{ MPa}$$

$$\tau_{mnom} = 0$$

✓ **Cálculo del factor de concentración de esfuerzo a fatiga para esfuerzos cortantes.**

Para este concentrador se utiliza el mismo procedimiento mostrado anteriormente.

$$K_{TSREDUCCION} = 1,56$$

$$K_f = 1,42$$

✓ **Corrección de los esfuerzos cortantes medio y alternante.**

Los esfuerzos reales se obtienen por medio de las ecuaciones 2.85 y 2.86:

$$\tau_a' = 0,62 \text{ MPa}$$

$$\tau_m' = 0$$

✓ **Cálculo del esfuerzo resultante medio y alternante.**

Los esfuerzos resultantes alternantes y medios se estiman por medio de las ecuaciones 2.87 y 2.88:

$$\sigma_{ta} = 12,40 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m} = 16,02 \text{ MPa}$$

✓ **Estimación del límite de resistencia a la fatiga  $S_e^*$ .**

Para la determinación del límite de resistencia a la fatiga se utilizan las ecuaciones 2.89 y 2.90, donde:

$$S_e^* \cong 0,5S_{ut} \Rightarrow S_{ut} < 1.400 \text{ MPa}$$

$$S_e^* \cong 0,5S_{ut} \cong 0,5 \times 655 \cong 327,5 \text{ MPa}$$

**FASE 1: Cálculo de los factores de corrección del límite de resistencia a la fatiga.**

A partir de las expresiones mencionadas en la Sección 2.2.17-8.1 del Capítulo II, los factores resultaron en:

$$C_{CAR} = 0,70$$

$$C_{TAM} = 0,81$$

$$C_{SUP} = 0,81$$

$$C_{TEMP} = 1$$

**FASE 2: Corrección del límite de resistencia a la fatiga.**

El límite de resistencia a la fatiga se corrige con la multiplicación de los coeficientes de carga, tamaño, superficie y temperatura, por medio de la ecuación 2.98:

$$S_e = 327,5 \times (0,7 \times 0,81 \times 0,8 \times 1) = 148,56 \text{ MPa}$$

✓ **Cálculo del factor de seguridad a la fatiga.**

Para la determinación del factor de seguridad a la fatiga se utiliza la ecuación 2.99, que expresa el factor de seguridad a la fatiga de la siguiente manera:

$$N_f = \frac{S_{ut} S_e}{S_{ut} \sigma_a + S_e \sigma_m} = 9,25$$

A partir de este valor y según el criterio establecido por la Refinería El Palito, el cual establece lo siguiente:

$$\begin{cases} N_f < 0,9 \Rightarrow \text{Ruptura del eje} \\ 0,9 \leq N_f \leq 1,8 \Rightarrow \text{Condición crítica} \\ 1,8 < N_f \Rightarrow \text{Condición segura} \end{cases}$$

Como el factor de seguridad a la fatiga es mayor a dos (2), existe la condición segura para el punto de mayores momentos en el eje.

$$2 < N_f \Rightarrow \text{Condición segura}$$

**SEGUNDO PUNTO: Punto de mayor concentrador de esfuerzos (apoyo del impulsor)**

El cálculo del factor de seguridad a la fatiga para el punto de mayor concentrador, sigue el mismo procedimiento que el caso mostrado anteriormente, para un mayor detalle consultar el apéndice I.

$$N_f = 0,82$$

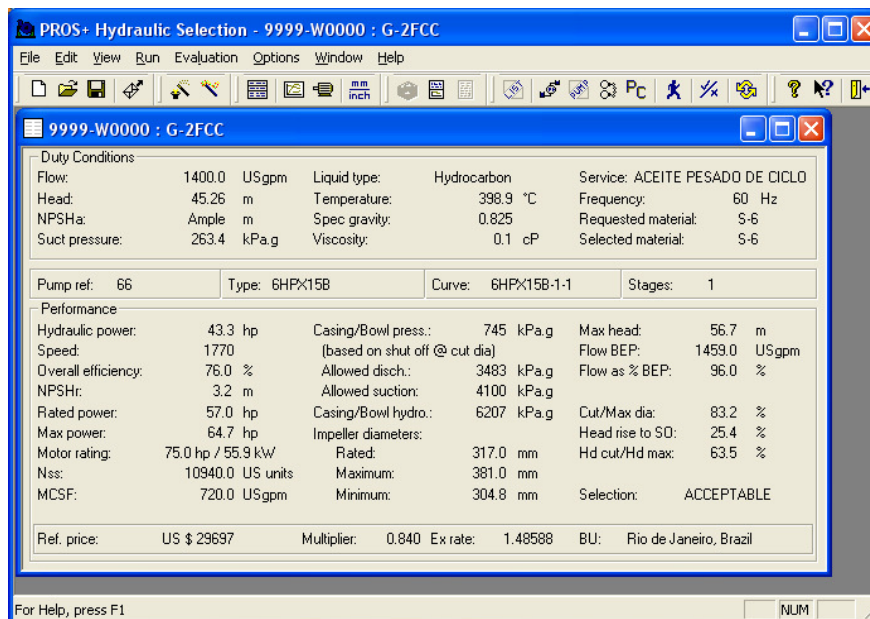
$$N_f < 1 \Rightarrow \text{Riesgo de ruptura}$$

Como el factor de seguridad a la fatiga es menor a uno (1), existe la condición de riesgo de ruptura para el punto de mayor concentrador de esfuerzos en el eje.

#### 4.3.2.- SELECCIÓN DE LA NUEVA BOMBA TAG G-2FCC

En la selección de la nueva bomba se utilizó como herramienta el programa PROS+se versión 3.3.2 de FLOWSERVER pump división, este programa facilitó la selección de las bombas reduciendo enormemente cualquier error humano, y acelerando el proceso, el método de selección fue el siguiente:

Como puede apreciarse en la figura 4.1, la bomba seleccionada es de una (1) etapa y de selección aceptable.



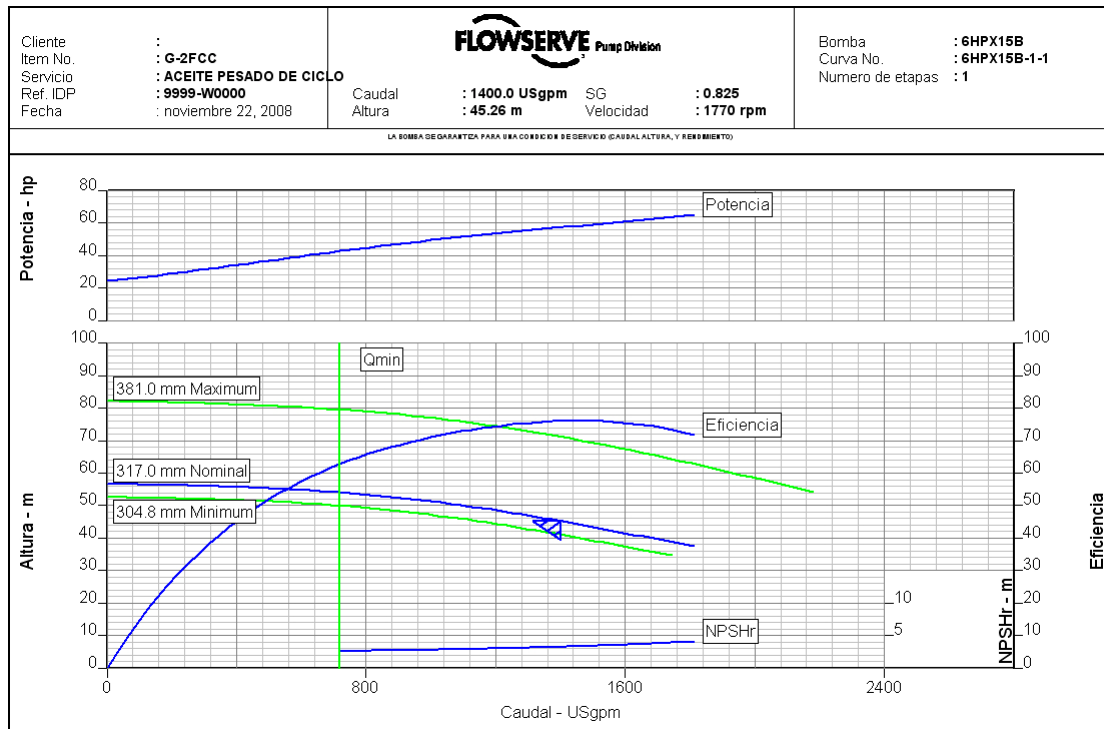
**Figura 4.1. Cuadro de características básicas de la selección.**

Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

Como puede apreciarse en la curva de la bomba, figura 4.2, el punto de trabajo se encuentra cercano al punto nominal de la bomba seleccionada, y el diámetro del rodete se encuentra por encima del diámetro mínimo, es decir, la bomba nueva representa una excelente selección, esto debido al incremento de eficiencia.

La bomba nueva seleccionada proporcionó un incremento de eficiencia de 3 % (73 % la bomba instalada y 76 % la bomba nueva seleccionada), esto representa un aumento no muy significativo respecto a la eficiencia tomada de la carta de Wisllicenus (82,83 %), pero tomando en cuenta que esta eficiencia es ideal, y al observarse que la máxima eficiencia

posible, al menos para la empresa FLOWSERVER, es de 78,3 % (ver figura AI.8.), dicha bomba posee un costo de tres (3) veces el de la bomba seleccionada, además de requerir modificaciones en el impulsor (excede el diámetro máximo del impulsor, ver figura AI.8.), por esta razón esta selección es aceptable..



**Figura 4.2. Curvas de comportamiento de la bomba seleccionada.**

Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

#### 4.3.3.- ESTIMACIÓN DE LA FACTIBILIDAD ECONÓMICA DE LA BOMBA DE SUCCIÓN SIMPLE TAG G-2FCC.

La estimación de la factibilidad económica se realiza al comparar las equivalentes anuales del equipo instalado en la planta con un equipo nuevo de características similares. El equivalente anual de un equipo para un interés del 15 % se calcula de la siguiente manera:

Para el equipo instalado se utiliza la ecuación (2.104) y para el equipo nuevo se utiliza la ecuación (2.105), para un mayor detalle consultar el apéndice A.I.

En la tabla 4.3 se muestran los valores de los equivalentes anuales del equipo nuevo y el equipo instalado para varios periodos de tiempo.

**Tabla 4.3. Tabla comparativa  $EA_{EI}(i)$  y  $EA_{EN}(i)$ .**

$n$	7	8	9	13	14	15
$EA_{EI}(i)(BsF)$	78.718	78.701	78.761	79.312	79.473	79.312
$EA_{EN}(i)(BsF)$	68.839	68.144	67.693	67.091	67.088	67.091

La Tabla 4.4 muestra claramente que la vida económica del equipo instalado es de ocho (8) años, mientras que el equipo nuevo presentó una vida económica de catorce (14) años, estos serán los equivalentes anuales que se van a comparar.

**Tabla 4.4. Tabla comparativa  $EA_{EI}(i)^*$  y  $EA_{EN}(i)^*$  para  $n^*$ .**

	$n^*$	$BsF$
$EA_{EI}(i)^*$	8	78.700,92
$EA_{EN}(i)^*$	14	67.087,99

Como  $EA_{EI}(i)^* > EA_{EN}(i)^*$  se concluye que el reemplazo es reentable económicamente, ya que existe un ahorro de 11.612,93  $BsF$  anuales durante los 8 años restantes de la vida económica del equipo instalado, luego de dicho tiempo el ahorro será mayor.

#### 4.3.4.- ESTIMACIÓN DE LOS PARÁMETROS OPERACIONALES PARA LA BOMBA DE DOBLE SUCCIÓN TAG G-23FCC.

La estimación de los parámetros operacionales para la bomba de doble succión TAG G-23FCC, se realiza de la misma manera que para el caso de simple succión. Por tanto sólo se mostrarán las variaciones entre la metodología de las bombas de simple succión y las bombas de doble succión, como es el caso de la estimación del caudal mínimo de operación segura, y el cálculo de la fuerza axial total.

Dicha variación en la metodología se muestra a continuación:



#### 4.3.4.1.- Cálculo del caudal mínimo de operación segura de la bomba TAG G-23FCC.

Para obtener el caudal mínimo de operación segura se realiza a través del método de Frazer, para esto se debe calcular la velocidad específica de succión, la cual se obtiene con la ecuación (2.29).

Considerando que para las bombas de doble succión la velocidad específica se calcula con la mitad del caudal nominal de la bomba, se tiene:

$$S = 4.935,28$$

Las bombas de doble succión poseen cubo, por tanto se debe estimar el diámetro del cubo. Dicha estimación se realiza de la siguiente manera:

Se calcula el momento torsor con la ecuación 2.71:

$$M_t = 205,72 \text{ N.m}$$

La resistencia del material a la torsión se estima utilizando el valor de esfuerzo de fluencia del material del eje, el cual al ser AISI 4140 posee un  $S_y = 421.000.000 \text{ Pa}$ , dicha resistencia se obtiene por medio de la ecuación (4.7):

Con la siguiente ecuación, se estima el diámetro del cubo:

$$d_c = 1,3d_{\text{eje}} \tag{4.19}$$

**Donde:**

✓  $d_c =$  Diámetro del cubo ( $m$ ).

Donde el diámetro del eje se estima por medio de la ecuación 4.8.

$$d_{\text{eje}} = 0,05 \text{ m}$$

Por lo tanto:

$$d_c = 0,07 \text{ m}$$

Entonces con la velocidad específica y la relación del diámetro del cubo y el ojo,  $d_c / d_o = 0,47$ , se entra a la figura 2.18 y se obtiene el porcentaje de recirculación.

$$R_i = 52 \%$$

Por tanto el caudal mínimo operación se obtiene por medio de la siguiente ecuación:

$$q_{\min} = 0,52q_n = 0,52 \times 0,16 = 0,08 \text{ m}^3 / \text{s}$$

#### 4.3.4.2.- Estimación de la fuerza axial total de la bomba TAG G-23FCC.

La diferencia entre la estimación de la fuerza axial total entre las bombas de succión simple y las bombas de succión doble, es que dicha fuerza no posee la componente  $F_2$ , por lo tanto:

##### ✓ **Fuerza 1:**

En el cálculo de la fuerza 1 se utiliza la ecuación 2.34:

$$✓ \quad S_D = 0,18 \text{ m} .$$

$$✓ \quad K = 0,54.$$

$$✓ \quad d_{\text{anillo}} = 0,15 \text{ m}$$

$$✓ \quad U_d = 17,51 \text{ m/s} .$$

$$✓ \quad U_{\text{anillo}} = 7,27 \text{ m/s}$$

$$F_1 = 68.886,18 \text{ N}$$

##### ✓ **Fuerza 3:**

Para el cálculo de la fuerza 3 se utiliza la ecuación 2.37:

$$✓ \quad \text{Con } N_s = 3.799,18 \text{ se obtiene } d_{\text{imp}} / d_o = 2,5 \text{ por lo que } d_o = 0,15 \text{ m}$$

$$✓ \quad \text{Con el diámetro del ojo se obtiene } V_o = 9,55 \text{ m/s}$$

$$F_3 = 1.573,72 \text{ N}$$

✓ **Fuerza 4:**

La Fuerza 4 se calcula utilizando la ecuación 2.38:

✓ Presión atmosférica  $P_{atm} = 101,325 \text{ kPa}$ .

$$F_4 = 12.082,08 \text{ N}$$

Después de obtener las tres fuerzas actuantes en el impulsor, se calcula la fuerza axial total para las condiciones de diseño de la planta con la ecuación (2.40).

$$F_{ad} = 82.541,99 \text{ N}$$

## CAPÍTULO V: RESULTADOS Y ANÁLISIS

### 5.1.- RESULTADOS DEL ESTUDIO REALIZADO A LAS BOMBAS DE LA REFINERÍA EL PALITO.

El capítulo presente muestra los resultados del estudio realizado a las bombas de la planta FCC de la refinería el palito, para dicho estudio se seleccionó una muestra significativa de las bombas que operan en dicha planta, la muestra consistió en 30 bombas, las cuales representa más del 50% del total de las bombas, las bombas seleccionadas fueron elegidas dándole prioridad a su importancia en el proceso y a su estado actual, es decir se escogieron bombas críticas, las cuales son las que más reparaciones han requerido, de esta forma la muestra de 30 bombas es lo suficientemente precisa para dar un análisis del estado actual con el que opera la planta de FCC.

A continuación se presentan una serie de tablas, las cuales muestran de forma comparativa los resultados obtenidos del estudio realizado.

La tabla 5.1 presenta la población de bombas tomada como muestra para el estudio realizado, dicha tabla incluye las características más resaltantes de las bombas así como los datos del fluido que las mismas manejan.

**Tabla 5.1. Características de la bomba y del fluido de trabajo**

Tag	Características de la bomba				Características del fluido	
	Tipo de succión	Marca de la bomba	Modelo de la bomba	$n(rpm)$	$T(^{\circ}C)$	$SG$
G-1FCC	Simple	Pacific	6 M SVC	1.750	257,78	0,79
G-2FCC	Simple	Pacific	L-SVCN/6*15	1.770	298,89	0,83
G-3FCC	Simple	Byron Jackson	H-SJA/6*10*16	1.770	176,67	0,80
G-4FCC	Simple	Pacific	SVCN/3*15	3.570	163,89	0,70
G-5FCC	Simple	Byron Jackson	H-SJA/3*4*10-1/2	3.570	222,78	0,83
G-6FCC	Simple	Byron Jackson	H-SJA/3*4*10-1/2	3.570	54,44	0,99
G-7FCC	Simple	Pacific	1 1/2 *7 SVCN	3.550	37,78	0,99
G-8FCC	Simple	United	P-TC/4*9	3.555	37,78	0,73
G-9FCC	Simple	Pacific	SVCN/3*15	3.570	37,78	0,63
G-10FCC	Simple	United	H-TC/8*17	1.750	37,78	0,63

**Tabla 5.1. Características de las bombas y del fluido de trabajo (Continuación)**

Características De La Bomba					Características Del Fluido	
Tag	Tipo de Succión	Marca de la bomba	Modelo de la bomba	$n(rpm)$	$T(^{\circ}C)$	$SG$
G-11FCC	Simple	Byron Jackson	L-SJA/6*8*13	1.760	48,89	0,82
G-12FCC	Simple	Goulds	3700 L 8X6-16B	1.800	48,89	0,60
G-13FCC	Simple	Goulds	3700 L 8X6-16B	1.800	48,89	0,60
G-14FCC	Simple	Byron Jackson	H-SJA/3*4*10-1/2	3.560	37,78	0,73
G-15FCC	Simple	Pacific	SVCN/6*21	1.775	48,89	0,37
G-16FCC	Simple	Pacific Pumps	4 10 1/2 SVCN	3.570	37,78	0,80
G-17FCC	Simple	Pacific	SVCN/2*13	3.535	37,78	0,84
G-18FCC	Simple	Pacific	SVCN/1*8-1/2	3.550	79,44	1,40
G-19FCC	Simple	Byron Jackson	H-SJA/3*4*10-1/2	3.530	37,78	0,80
G-20FCC	Simple	Goulds	3700/3*4-16	3.550	326,67	0,26
G-21FCC	Simple	K.S.B	RPK-100-315	3.560	64,44	0,47
G-22FCC	Doble	Ingersoll Rand	SD/12*14	900	30,56	0,96
G-23FCC	Doble	Ingersoll Rand	SD/12*14	900	30,56	0,96
G-24FCC	Simple	K.S.B	RPK-50-315	3.560	37,78	0,61
G-25FCC	Simple	K.S.B	RPK-25-160	3.500	37,78	1,15
G-26FCC	Simple	K.S.B	RPK-50-200	3.500	37,78	0,67
G-27FCC	Simple	K.S.B	RPK-25-160	3.460	37,78	1,01
G-28FCC	Simple	K.S.B	RPK-80-315	3.500	176,67	1,13
G-29FCC	Simple	K.S.B	RPK-50-200	3.500	37,78	0,85
G-30FCC	Simple	K.S.B	RPK-25-200	3.500	37,78	0,99

Fuente: Base de datos de la Refinería El Palito

Como se puede observar en la tabla 5.1, la refinería el palito posee una extensa y variada lista de fluidos de trabajo así como diferentes marcas y modelos de bombas en la planta de FCC, por lo que el estudio, análisis, conclusiones y recomendaciones necesariamente se realizarán para cada una de las bombas individualmente.

La tabla 5.2 muestra el resultado de la recolección de datos de los puntos de diseño de las bombas estudiadas, dicha tabla incluye el caudal de diseño, la altura de bombeo, la eficiencia hidráulica, la potencia de accionamiento y la potencia eléctrica de consumo del motor.

La tabla 5.3 muestra el resultado de la recolección de datos de los puntos operación de las bombas estudiadas, dicha tabla incluye el caudal de operación, la altura de bombeo, la eficiencia hidráulica, la potencia de accionamiento y la potencia eléctrica de consumo del motor.

**Tabla 5.2. Punto de diseño de las bombas**

<b>Características del punto de diseño</b>					
<b>Tag</b>	$q_d (m^3/s)$	$H_d (m.c.f)$	$\eta_d (\%)$	$\dot{W}_{ad} (kW)$	$\dot{W}_{ed} (kW)$
G-1FCC	0,09	59,13	76,00	52,10	57,89
G-2FCC	0,13	40,44	78,50	51,24	56,94
G-3FCC	0,11	46,48	79,00	45,75	50,84
G-4FCC	0,02	260,61	47,00	72,30	78,59
G-5FCC	0,02	137,16	62,00	30,69	34,10
G-6FCC	0,01	91,14	55,00	15,15	16,84
G-7FCC	0,01	33,22	55,50	4,78	5,56
G-8FCC	0,04	79,55	70,00	29,63	32,92
G-9FCC	0,02	214,89	43,50	44,26	49,17
G-10FCC	0,14	80,16	80,00	82,23	89,38
G-11FCC	0,08	49,68	77,00	32,65	36,28
G-12FCC	0,13	57,00	81,00	53,18	58,44
G-13FCC	0,13	57,00	81,00	53,18	58,44
G-14FCC	0,02	133,20	66,50	39,16	43,51
G-15FCC	0,11	107,60	74,00	77,24	83,96
G-16FCC	0,06	88,39	74,50	31,69	34,83
G-17FCC	0,01	153,01	51,00	24,72	27,47
G-18FCC	0,01	62,49	33,00	12,18	14,00
G-19FCC	0,03	103,63	71,00	16,46	18,50
G-20FCC	0,02	185,02	51,00	59,84	64,35
G-21FCC	0,07	192,00	71,00	112,18	121,93
G-22FCC	0,18	7,93	80,00	16,01	17,99
G-23FCC	0,18	7,93	80,00	16,01	17,99
G-24FCC	0,02	147,53	49,05	31,98	35,15
G-25FCC	0,00	32,00	33,00	2,07	2,43
G-26FCC	0,01	54,26	53,00	6,85	7,78
G-27FCC	0,00	33,00	26,00	1,63	1,91
G-28FCC	0,04	143,87	66,00	85,13	92,54
G-29FCC	0,01	72,00	61,50	11,81	13,98
G-30FCC	0,00	74,07	27,00	3,74	4,35

**Tabla 5.3. Punto de operación de las bombas**

<b>Características del punto de operación actual</b>					
<b>Tag</b>	$q_{op} (m^3/s)$	$H_{op} (m.c.f)$	$\eta_{op} (\%)$	$\dot{W}_{aop} (kW)$	$\dot{W}_{eop} (kW)$
G-1FCC	0,10	58,14	78,00	53,97	59,97
G-2FCC	0,10	45,26	73,00	44,28	49,20
G-3FCC	0,09	48,03	75,00	41,61	46,23

**Tabla 5.3. Punto de operación de las bombas (Continuación).**

<b>Características del punto de operación actual</b>					
<b>Tag</b>	$q_{op} (m^3/s)$	$H_{op} (m.c.f)$	$\eta_{op} (\%)$	$\dot{W}_{aop} (kW)$	$\dot{W}_{eop} (kW)$
G-4FCC	0,01	265,29	21,00	54,91	59,68
G-5FCC	0,01	140,60	52,50	27,52	30,58
G-6FCC	0,01	95,27	46,50	13,74	15,27
G-7FCC	0,01	28,09	59,00	5,27	6,13
G-8FCC	0,02	90,41	49,00	24,88	27,65
G-9FCC	0,02	206,66	53,00	53,16	59,06
G-10FCC	0,07	86,96	55,00	61,78	67,16
G-11FCC	0,06	52,13	70,00	29,52	32,80
G-12FCC	0,07	64,31	70,00	40,49	44,49
G-13FCC	0,11	61,01	70,00	56,90	62,53
G-14FCC	0,01	140,72	37,50	28,22	31,35
G-15FCC	0,07	114,43	65,00	64,30	69,89
G-16FCC	0,09	53,46	60,00	34,38	37,78
G-17FCC	0,02	127,50	65,00	32,09	35,66
G-18FCC	0,00	85,50	20,00	11,00	12,64
G-19FCC	0,01	122,04	36,50	12,40	13,94
G-20FCC	0,02	192,12	45,00	54,51	58,61
G-21FCC	0,04	205,38	54,00	83,68	90,95
G-22FCC	0,07	14,34	44,00	20,07	22,56
G-23FCC	0,09	14,05	53,00	20,41	22,93
G-24FCC	0,01	152,10	44,00	32,53	35,75
G-25FCC	0,00	36,80	25,00	1,76	2,07
G-26FCC	0,02	47,57	57,00	8,19	9,31
G-27FCC	0,00	8,01	20,00	1,58	1,86
G-28FCC	0,05	136,19	66,00	100,74	109,50
G-29FCC	0,01	76,30	41,00	9,31	11,02
G-30FCC	0,00	79,05	13,50	4,28	4,97

Como se puede observar en las tablas 5.2 y 5.3, la mayoría de los casos presentaron una disminución del caudal, es decir, los puntos de operación están desplazados hacia la izquierda en las curvas de las bombas, respecto a los puntos de diseño de la planta, lo cual ocasionó un incremento del riesgo de recirculación presente en las bombas, debido a que actualmente se encuentran operando a un menor caudal del seleccionado originalmente, esto también se puede observar en la potencia eléctrica consumida por las mismas, la cual, como se puede observar en la figura 5.1, disminuyó en la mayoría de los casos.

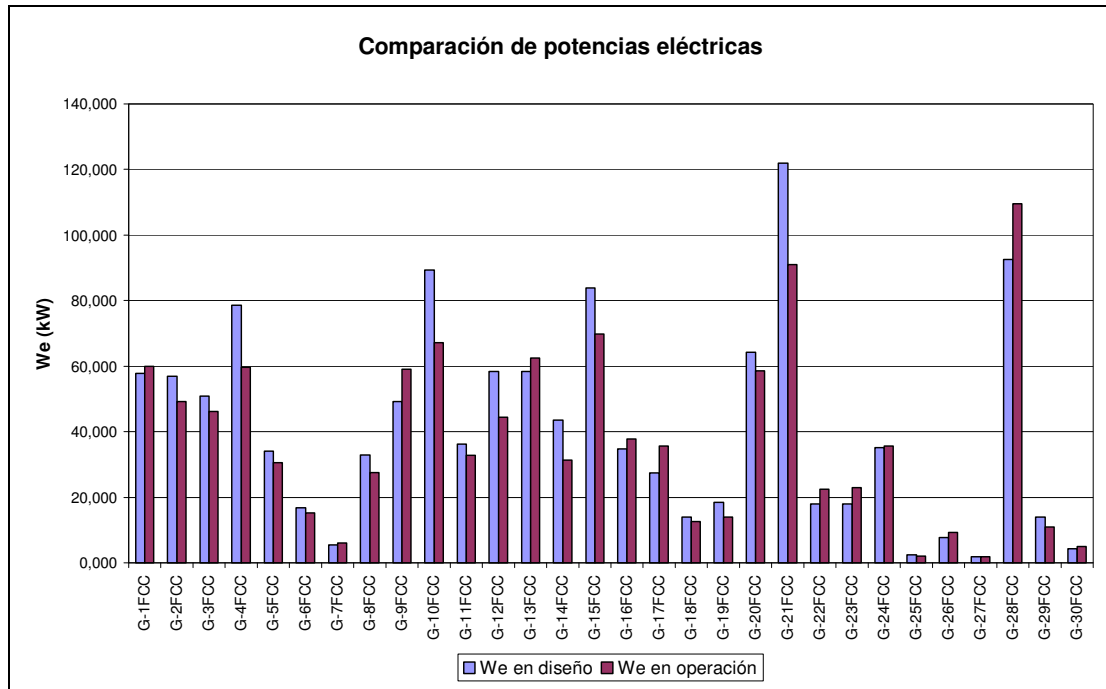


Figura 5.1. Comparación de potencias eléctricas.

La tabla 5.4 presenta el resultado del estudio hidráulico de las bombas, esta tabla contiene el caudal máximo y mínimo seguros así como también el caudal de diseño y de operación y el estado en el cual operan las bombas en dichos puntos.

**Tabla 5.4. Estudio hidráulico de las bombas**

Tag	Estudio de recirculación y cavitación		Estudio hidráulico		
	$q_{\min}$ ( $m^3/s$ )	$q_{\max}$ ( $m^3/s$ )	$q_d$ ( $m^3/s$ )	$q_{op}$ ( $m^3/s$ )	Estado
G-1FCC	0,14	0,16	0,09	0,101	Riesgo de recirculación en diseño y operación
G-2FCC	0,13	0,16	0,13	0,10	Riesgo de recirculación en operación
G-3FCC	0,11	0,17	0,11	0,09	Riesgo de recirculación en diseño y operación
G-4FCC	0,04	0,05	0,02	0,01	Riesgo de recirculación en diseño y operación
G-5FCC	0,02	0,04	0,02	0,01	Riesgo de recirculación en diseño y operación
G-6FCC	0,01	0,03	0,01	0,01	Riesgo de recirculación en diseño y operación
G-7FCC	0,01	0,01	0,01	0,01	Sin problemas
G-8FCC	0,05	0,07	0,04	0,02	Riesgo de recirculación en diseño y operación
G-9FCC	0,03	0,04	0,02	0,02	Riesgo de recirculación en diseño y operación
G-10FCC	0,12	0,22	0,14	0,07	Riesgo de recirculación en operación
G-11FCC	0,08	0,14	0,08	0,06	Riesgo de recirculación en diseño y operación



**Tabla 5.4. Estudio hidráulico de las bombas (Continuación)**

Tag	Estudio de recirculación y cavitación		Estudio hidráulico		
	$q_{\min}$ ( $m^3/s$ )	$q_{\max}$ ( $m^3/s$ )	$q_d$ ( $m^3/s$ )	$q_{op}$ ( $m^3/s$ )	Estado
G-12FCC	0,10	0,18	0,13	0,07	Riesgo de recirculación en operación
G-13FCC	0,11	0,18	0,13	0,11	Riesgo de recirculación en operación
G-14FCC	0,02	0,04	0,02	0,01	Riesgo de recirculación en operación
G-15FCC	0,10	0,16	0,11	0,07	Riesgo de recirculación en operación
G-16FCC	0,08	0,10	0,06	0,088	Sin problemas
G-17FCC	0,02	0,03	0,01	0,02	Sin problemas
G-18FCC	0,01	0,01	0,01	0,00	Riesgo de recirculación en operación
G-19FCC	0,02	0,04	0,03	0,008	Riesgo de recirculación en operación
G-20FCC	0,03	0,05	0,02	0,02	Riesgo de recirculación en diseño y operación
G-21FCC	0,08	0,10	0,07	0,04	Riesgo de recirculación en diseño y operación
G-22FCC	0,09	0,20	0,18	0,07	Riesgo de recirculación en operación
G-23FCC	0,08	0,20	0,18	0,09	Riesgo de recirculación en operación
G-24FCC	0,02	0,03	0,02	0,01	Riesgo de recirculación en diseño y operación
G-25FCC	0,00	0,00	0,00	0,00	Riesgo de recirculación en operación
G-26FCC	0,01	0,06	0,01	0,016	Riesgo de recirculación en diseño
G-27FCC	0,00	0,00	0,00	0,00	Riesgo de recirculación en diseño y operación
G-28FCC	0,04	0,07	0,04	0,05	Riesgo de recirculación en diseño
G-29FCC	0,01	0,02	0,01	0,01	Riesgo de recirculación en operación
G-30FCC	0,00	0,00	0,00	0,00	Riesgo de recirculación en operación

Como se puede observar en la tabla 5.4, la gran mayoría de los casos presentan riesgo de recirculación, es decir, se encuentran operando a un caudal por debajo del mínimo seguro de operación, incluso desde el momento de su selección en el diseño de la planta, posiblemente esto es debido a que, para el momento del diseño de la planta FCC, las teorías para la estimación del caudal mínimo seguro como es el caso de la teoría de Fraser, no se encontraban a la disposición, por lo que no está de más asumir que las bombas que presentaron riesgo de recirculación en diseño fueron seleccionadas sin el debido procedimiento que actualmente se utiliza para la selección de bombas.

La figura 5.2 muestra de forma gráfica los resultados del estudio hidráulico, en la misma se puede observar de forma clara que, en la mayoría de los casos, el caudal de operación se encuentra por debajo del caudal de diseño y que estos a su vez, se encuentran por debajo del caudal mínimo seguro.

La tabla 5.5 muestra los resultados de la estimación de las fuerzas axial y radial presentes en los puntos de trabajo de las bombas, la tabla contiene las fuerzas del punto de diseño, el punto de operación y el punto nominal como medio para su comparación, de esta manera se podrá observar el incremento de las fuerzas al estar trabajando a caudales diferentes al del punto nominal.

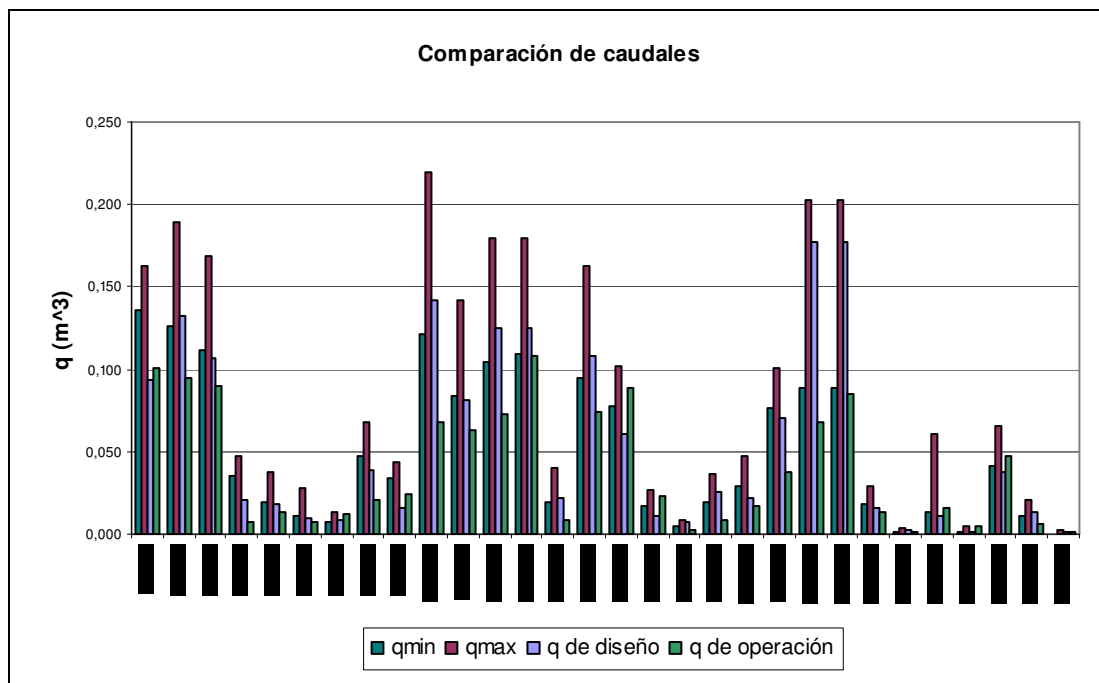


Figura 5.2: Comparación de Caudales.

**Tabla 5.5: Estimación de las fuerzas radial y axial.**

Tag	Fuerzas en el punto de diseño		Fuerzas en el punto de operación		Fuerzas en el punto nominal	
	$F_{rd} (N)$	$F_{ad} (N)$	$F_{rop} (N)$	$F_{aop} (N)$	$F_{rN} (N)$	$F_{aN} (N)$
G-1FCC	512,66	7.646,16	504,06	7.346,78	63,65	5.977,72
G-2FCC	65,11	10.638,45	510,07	12.469,99	94,19	16.192,18
G-3FCC	1.597,88	25.760,61	1.651,18	26.870,61	210,31	22.201,98
G-4FCC	785,97	67.325,58	2.000,20	68.791,66	172,45	57.253,77
G-5FCC	273,18	7.666,92	280,03	7.961,33	39,95	6.371,19
G-6FCC	93,30	5.021,26	97,53	5.366,60	29,22	6.946,68
G-7FCC	9,75	2.562,71	8,24	2.020,72	6,39	2.118,13
G-8FCC	294,35	7.032,34	334,52	8.276,62	32,67	7.121,50
G-9FCC	788,59	56.149,69	758,39	54.183,95	129,68	46.015,42

**Tabla 5.5: Estimación de las fuerzas radial y axial (Continuación).**

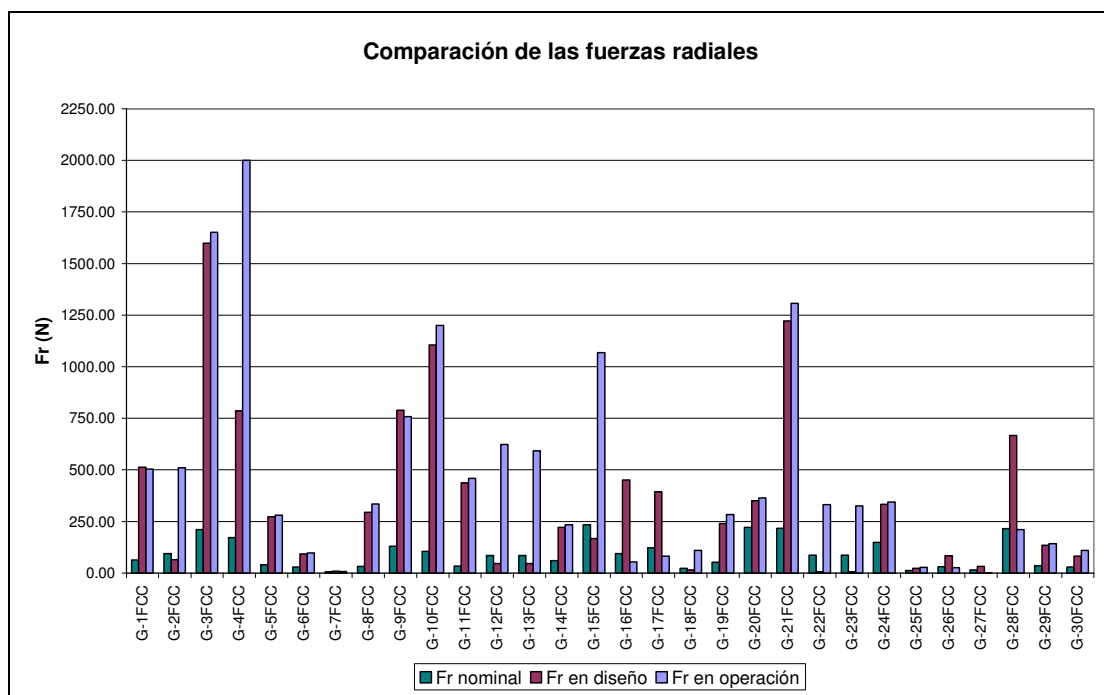
Tag	Fuerzas en el punto de diseño		Fuerzas en el punto de operación		Fuerzas en el punto nominal	
	$F_{rd} (N)$	$F_{ad} (N)$	$F_{rop} (N)$	$F_{aop} (N)$	$F_{rN} (N)$	$F_{aN} (N)$
G-10FCC	1.105,14	37.403,66	1.198,86	39.763,09	105,40	34.030,73
G-11FCC	436,79	3.329,49	458,34	3.613,38	34,25	2.023,87
G-12FCC	46,10	1.650,49	624,17	2.678,86	85,49	2.006,49
G-13FCC	46,10	1.650,49	592,15	2.095,89	85,49	2.006,49
G-14FCC	221,08	8.876,79	233,56	9.541,35	60,50	7.747,82
G-15FCC	167,32	59.140,84	1.067,72	61.800,63	234,21	55.958,20
G-16FCC	451,15	17.367,74	54,57	14.161,18	94,90	20.333,00
G-17FCC	393,29	44.369,70	81,93	37.726,08	122,90	37.726,08
G-18FCC	16,13	10.996,05	110,36	14.211,77	23,28	10.488,96
G-19FCC	240,81	4.258,18	283,57	5.025,41	52,28	4.245,13
G-20FCC	350,89	5.367,14	364,36	5.740,63	220,94	11.648,35
G-21FCC	1.222,09	37.585,60	1.307,22	40.820,76	217,56	34.865,40
G-22FCC	6,12	82.541,99	332,22	86.666,71	87,72	82.846,67
G-23FCC	6,12	82.541,99	325,44	86.526,53	87,72	82.846,67
G-24FCC	334,00	20.207,53	344,36	21.027,78	148,81	25.411,20
G-25FCC	23,82	3.551,85	27,39	3.823,21	12,00	4.239,08
G-26FCC	84,28	4.271,45	25,48	3.776,19	30,76	5.657,96
G-27FCC	32,88	2.384,29	1,99	2.016,86	15,97	3.254,81
G-28FCC	667,60	40.200,15	210,66	37.156,35	215,65	55.328,36
G-29FCC	135,47	5.892,50	143,56	6.280,67	36,41	6.258,29
G-30FCC	82,58	7.374,96	110,17	7.994,78	29,73	6.906,82

Como se puede observar en la tabla 5.5, la mayoría de las fuerzas estimadas para los puntos de operación y diseño, superan por mucho el valor de las fuerzas en el punto nominal, esto se debe a lo distanciado que se encuentran los puntos de operación y diseño del punto nominal, este incremento de las fuerzas es sumamente perjudicial debido a que este repercute en esfuerzos elevados al cual se someterá el eje, además de incrementar la deflexión del mismo.

La figura 5.3 muestra de forma gráfica el valor de las fueras radiales en operación y en diseño y su comparación con las fuerzas radiales en el punto nominal.

En las figuras 5.3 y 5.4 se puede observar que las fuerzas radiales se incrementaron considerablemente y que las fuerzas axiales no presentaron una variación significativa, esto se debe a la presencia de la constante adimensional  $K_r$ , la cual influye en el valor de la fuerza

radial, esta constante incrementa su valor conforme se disminuye el caudal de trabajo, incrementando a su vez la magnitud de la fuerza radial; En los casos donde se observa lo contrario, es decir, que la fuerza nominal supera a la fuerza en operación o diseño, es donde el punto de trabajo se encuentra lo suficientemente cerca del punto nominal como para mantener al el valor de  $K_r$  igual al del punto nominal, pero al manejarse una menor altura en el punto de trabajo, se disminuye lo suficiente la fuerza como para ser menor a la fuerza del punto nominal.



**Figura 5.3. Comparación de Fuerzas Radiales.**

La figura 5.4 muestra de forma gráfica el valor de las fueras axiales en operación y en diseño y su comparación con las fuerzas axiales en el punto nominal.

La tabla 5.6 refleja el resultado del estudio de la deflexión del eje y el riesgo de deterioro del anillo de desgaste, además se presenta tabulada la holgura radial permitida.

Para el estado del desgaste del anillo, se tomó como criterio de deflexión segura una  $dy \leq 0,8H$  *Holgura*, el estado de “Riesgo de desgaste” es aquel donde la deflexión supera

dicha condición, durante este estado ocurre la fricción entre el anillo de desgaste fijo y el anillo de desgaste móvil, los cuales se desgastan incrementando el índice de recirculación, debido a que se pierde el sello que forman estos anillos entre el fluido a baja presión y el fluido a alta presión, además de esto, se genera torsión en el eje e incrementando el esfuerzo cortante en el mismo, este estado, en el peor de los casos, podría generar un incremento del esfuerzo cortante lo suficientemente grande como para provocar la ruptura del mismo, por lo que es una condición que en lo posible se debe evitar.

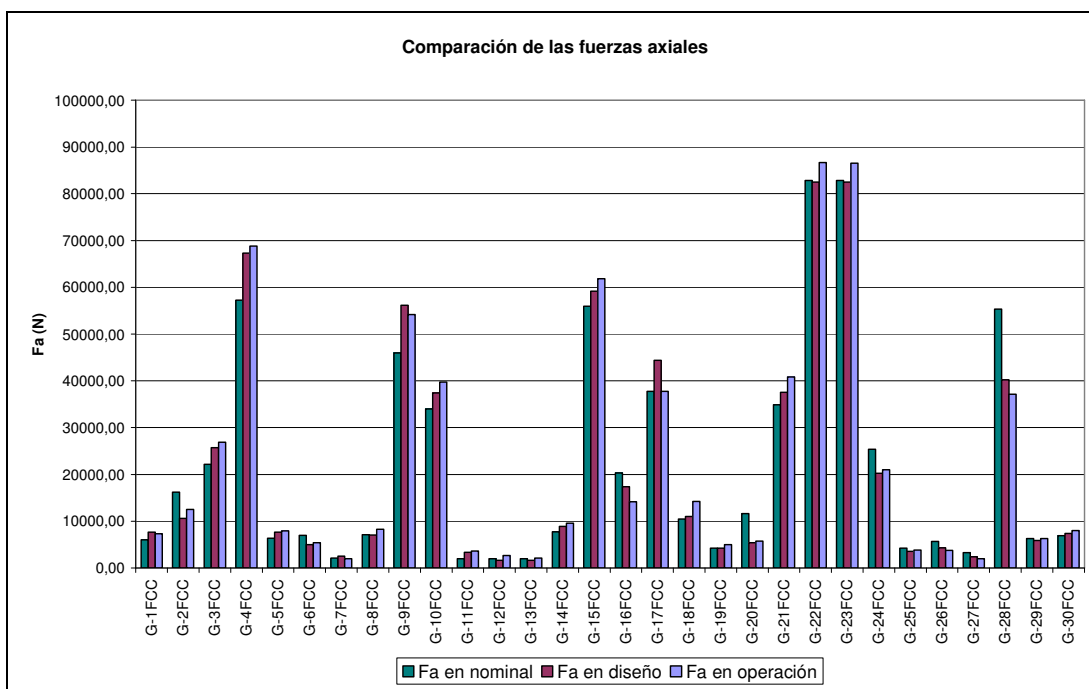


Figura 5.4. Comparación de Fuerzas Axiales.

Tabla 5.6. Estimación de la deflexión del eje.

Tag	Holgura Permitida (mm)	Deflexión del eje en condiciones de diseño	Deflexión del eje en condiciones de operación	Estudio del desgaste del anillo
		$dy_d$ (mm)	$dy_{op}$ (mm)	Estado
G-1FCC	0,45	0,20	0,20	Condición segura
G-2FCC	0,48	0,02	0,09	Condición segura
G-3FCC	0,45	0,30	0,31	Condición segura
G-4FCC	0,43	0,14	0,39	Riesgo de desgaste para condiciones de operación
G-5FCC	0,38	0,03	0,03	Condición segura

**Tabla 5.6. Estimación de la deflexión del eje (Continuación).**

Tag	Holgura Permitida (mm)	Deflexión del eje en condiciones de diseño	Deflexión del eje en condiciones de operación	Estudio del desgaste del anillo
		$dy_d$ (mm)	$dy_{op}$ (mm)	Estado
G-6FCC	0,38	0,01	0,01	Condición segura
G-7FCC	0,33	0,05	0,05	Condición segura
G-8FCC	0,38	0,10	0,13	Condición segura
G-9FCC	0,43	0,16	0,15	Condición segura
G-10FCC	0,50	0,31	0,34	Condición segura
G-11FCC	0,43	0,05	0,05	Condición segura
G-12FCC	0,38	0,01	0,05	Condición segura
G-13FCC	0,38	0,01	0,05	Condición segura
G-14FCC	0,38	0,02	0,02	Condición segura
G-15FCC	0,53	0,00	0,14	Condición segura
G-16FCC	0,40	0,11	0,02	Condición segura
G-17FCC	0,38	0,07	0,01	Condición segura
G-18FCC	0,30	0,03	0,00	Condición segura
G-19FCC	0,38	0,03	0,04	Condición segura
G-20FCC	0,35	0,07	0,07	Condición segura
G-21FCC	0,43	0,33	0,35	Riesgo de desgaste para condiciones de operación
G-22FCC	0,43	0,08	0,12	Condición segura
G-23FCC	0,43	0,08	0,11	Condición segura
G-24FCC	0,35	0,08	0,08	Condición segura
G-25FCC	0,25	0,02	0,02	Condición segura
G-26FCC	0,33	0,01	0,04	Condición segura
G-27FCC	0,25	0,01	0,02	Condición segura
G-28FCC	0,38	0,13	0,02	Condición segura
G-29FCC	0,33	0,01	0,02	Condición segura
G-30FCC	0,28	0,00	0,01	Condición segura

Como se puede observar en la tabla 5.6, sólo dos bombas presentaron riesgo de desgaste y ambas en condiciones de operación, esta condición se debe a la magnitud de las fuerzas radiales que las mismas presentaron, la cual, en proporción a las dimensiones de sus ejes, fueron las mayores entre todas las estimadas.

La tabla 5.7 muestra el resultado del estudio de ruptura de los ejes, tanto para el punto de mayor esfuerzo, como para el punto de mayor concentrador de esfuerzo, la tabla muestra el estado de las condiciones de operación, el criterio utilizado para el mismo fue el siguiente:

$$\left\{ \begin{array}{l} Nf < 0,9 \Rightarrow \text{Ruptura del eje} \\ 0,9 \leq Nf \leq 1,8 \Rightarrow \text{Condición crítica} \\ 1,8 < Nf \Rightarrow \text{Condición segura} \end{array} \right.$$

El estado de las condiciones de operación de la bomba, representa el riesgo a la ruptura del eje debido a la fatiga, este riesgo se incrementa conforme se incrementan las fuerzas presentes, se disminuye la resistencia del eje o se incrementa el concentrador de esfuerzos, este último depende en gran parte de la geometría del eje y del método de sujeción del impulsor al eje.

**Tabla 5.7. Estudio de ruptura del eje.**

Tag	Estudio de ruptura en el punto de mayor esfuerzo			Estudio de ruptura en el punto de mayor concentrador		
	$N_{fd}$	$N_{fop}$	Estado	$N_{fd}$	$N_{fop}$	Estado
G-1FCC	9,90	10,23	Condición segura	1,46	1,49	Condición crítica en diseño y operación
G-2FCC	40,44	7,35	Condición segura	3,81	0,82	Condición segura en diseño y ruptura en operación
G-3FCC	5,86	5,63	Condición segura	0,82	0,79	Riesgo de ruptura del eje en diseño y operación
G-4FCC	5,43	2,70	Condición segura	1,70	0,59	Condición crítica en diseño y ruptura en operación
G-5FCC	9,34	9,01	Condición segura	0,68	0,66	Riesgo de ruptura del eje en diseño y operación
G-6FCC	55,28	48,43	Condición segura	2,85	2,57	Condición segura
G-7FCC	17,12	20,26	Condición segura	4,55	4,87	Condición segura
G-8FCC	7,67	6,50	Condición segura	1,83	1,55	Condición crítica en diseño y operación
G-9FCC	5,42	5,64	Condición segura	2,01	2,09	Condición segura
G-10FCC	4,56	4,26	Condición segura	1,59	1,48	Condición crítica en diseño y operación
G-11FCC	22,67	21,10	Condición segura	1,46	1,35	Condición crítica en diseño y operación
G-12FCC	27,79	5,59	Condición segura	6,63	1,03	Condición segura en diseño y crítica en operación
G-13FCC	27,79	6,38	Condición segura	6,63	1,17	Condición segura en diseño y crítica en operación
G-14FCC	13,06	12,05	Condición segura	0,89	0,84	Riesgo de ruptura del eje en diseño y operación
G-15FCC	18,54	6,01	Condición segura	6,26	4,19	Condición segura
G-16FCC	5,39	28,40	Condición segura	3,32	8,14	Condición segura
G-17FCC	8,43	22,11	Condición segura	2,52	4,14	Condición segura
G-18FCC	22,01	19,75	Condición segura	4,29	3,45	Condición segura
G-19FCC	16,39	13,65	Condición segura	1,03	0,83	Condición crítica en diseño y ruptura en operación
G-20FCC	7,86	7,38	Condición segura	0,39	0,38	Riesgo de ruptura del eje en diseño y operación

**Tabla 5.7. Estudio de ruptura del eje (Continuación).**

Tag	Estudio de ruptura en el punto de mayor esfuerzo			Estudio de ruptura en el punto de mayor concentrador		
	$N_{fd}$	$N_{fop}$	Estado	$N_{fd}$	$N_{fop}$	Estado
G-21FCC	2,31	2,13	Condición segura	0,49	0,24	Riesgo de ruptura del eje en diseño y operación
G-22FCC	4,75	4,22	Condición segura	4,46	3,83	Condición segura
G-23FCC	4,75	4,23	Condición segura	4,46	2,15	Condición segura
G-24FCC	6,10	5,87	Condición segura	0,95	0,94	Condición crítica en diseño y operación
G-25FCC	20,79	21,86	Condición segura	2,23	2,16	Condición segura
G-26FCC	23,37	17,48	Condición segura	2,86	3,04	Condición segura
G-27FCC	60,43	124,01	Condición segura	4,70	17,01	Condición segura
G-28FCC	3,45	8,22	Condición segura	0,97	1,36	Condición crítica en diseño y operación
G-29FCC	14,71	13,41	Condición segura	2,16	2,01	Condición segura
G-30FCC	18,68	13,69	Condición segura	1,75	1,49	Condición crítica en diseño y operación

Como se puede observar en la tabla 5.7, en la mayoría de los casos, las condiciones de operación se encuentran más críticas que las condiciones de diseños, también puede observarse que cinco (6) casos presentaron riesgo de ruptura y otra gran mayoría presentó, una condición crítica.

Las bombas que presentaron el riesgo de ruptura no son las mismas que presentaron las mayores fuerzas entre las bombas estudiadas, pero si son los casos más graves en relación a las dimensiones de sus ejes, por lo que son las bombas sometidas a mayores esfuerzos entre todas.

En las figuras 5.5 y 5.6 se representan de forma gráfica el factor de seguridad a la fatiga ( $N_f$ ) de los puntos de mayor esfuerzo y de mayor concentrador de esfuerzo, tanto para diseño como para operación. En las mismas puede observarse claramente que el riesgo de ruptura principal se encuentra en el punto de mayor concentrador, donde los  $N_f$  poseen valores muchos más bajos y críticos.

La tabla 5.8 presenta el resultado del estudio energético en condiciones de operación de las bombas, la misma incluye la eficiencia teórica máxima y el incremento de eficiencia teórica, la potencia consumida con la eficiencia teórica y el ahorro de potencia teórica.



Los resultados obtenidos del estudio hidráulico realizado a las bombas de la refinería el palito mostraron la baja eficiencia con la cual se encuentran operando los equipos instalados, eficiencia que con una mejor selección podría incrementarse hasta en un 40%, estos resultados también puede apreciarse en la figura 5.7

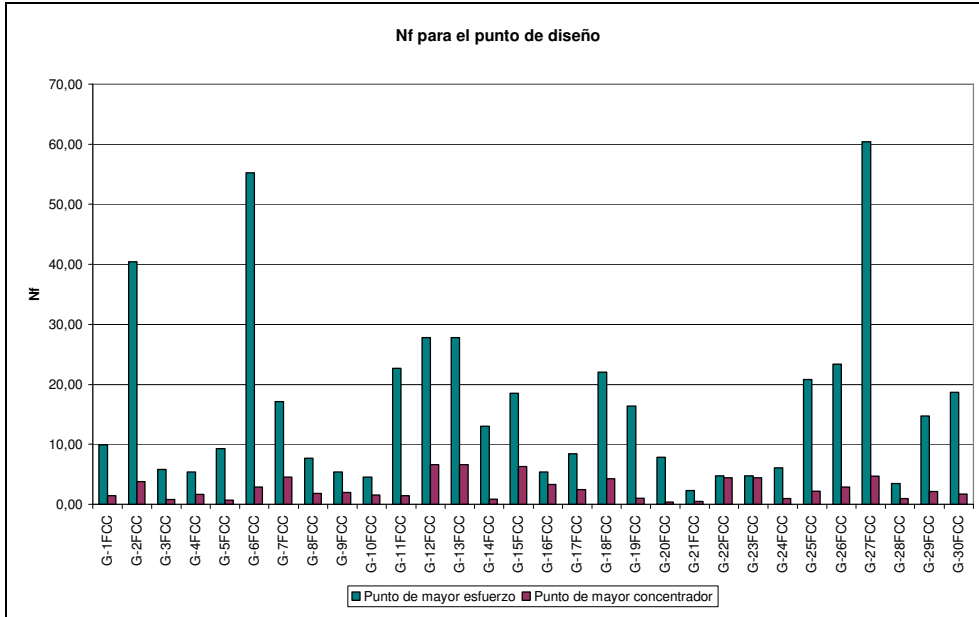


Figura 5.5. Factor de seguridad a la fatiga Nf para el punto de diseño.

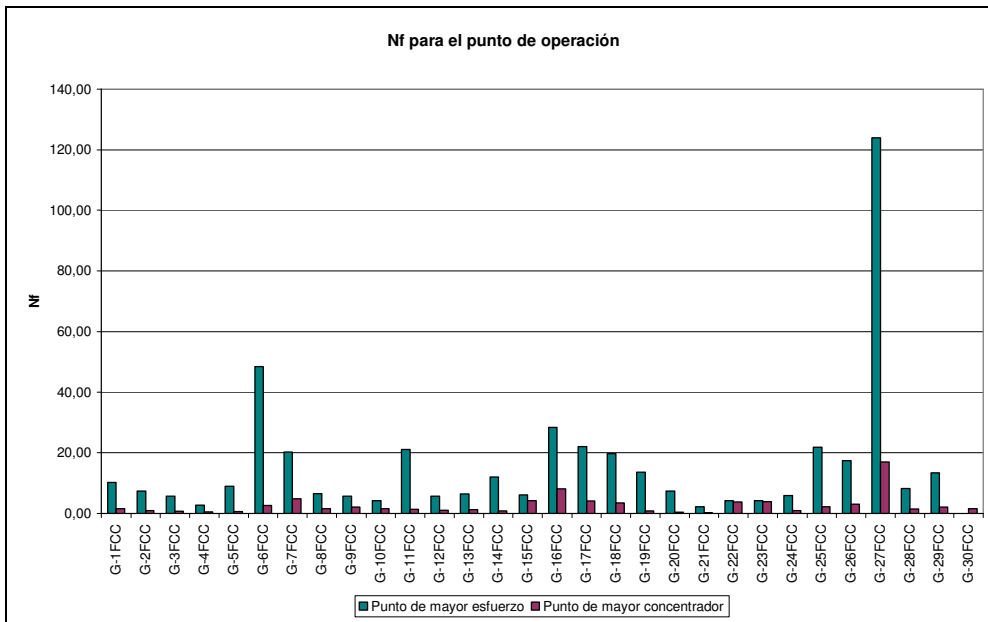


Figura 5.6. Factor de seguridad a la fatiga Nf para el punto de operación.

**Tabla 5.8: Estudio energético en condiciones de operación.**

<b>Estudio energético, ahorro de potencia teórico</b>				
<b>Tag</b>	$\eta_w(\%)$	$\eta_w - \eta_{op}(\%)$	$\dot{W}_{ew}(kW)$	$\dot{W}_{eop} - \dot{W}_{ew}(kW)$
G-1FCC	81,96	3,96	56,76	3,21
G-2FCC	82,83	9,83	43,36	5,84
G-3FCC	82,31	7,31	42,13	4,10
G-4FCC	29,80	8,80	42,76	16,92
G-5FCC	68,40	15,90	27,80	2,78
G-6FCC	55,01	8,51	13,27	1,99
G-7FCC	73,20	14,20	4,99	1,13
G-8FCC	70,90	21,90	19,54	8,11
G-9FCC	61,71	8,71	50,45	8,62
G-10FCC	75,31	20,31	49,58	17,57
G-11FCC	79,61	9,61	29,16	3,64
G-12FCC	79,39	9,39	39,66	4,83
G-13FCC	82,33	12,33	53,46	9,07
G-14FCC	50,55	13,05	23,52	7,83
G-15FCC	73,03	8,03	62,89	7,00
G-16FCC	83,83	23,83	27,64	10,13
G-17FCC	78,10	13,10	34,42	1,24
G-18FCC	35,94	15,94	7,12	5,52
G-19FCC	53,16	16,66	9,79	4,15
G-20FCC	59,09	14,09	45,87	12,74
G-21FCC	68,69	14,69	71,51	19,45
G-22FCC	82,27	38,27	12,20	10,35
G-23FCC	83,14	30,14	14,78	8,15
G-24FCC	58,37	14,37	27,40	8,35
G-25FCC	36,65	11,65	1,46	0,61
G-26FCC	73,24	16,24	7,42	1,90
G-27FCC	66,48	46,48	0,57	1,29
G-28FCC	76,21	10,21	95,87	13,63
G-29FCC	55,55	14,55	7,99	3,03
G-30FCC	16,96	3,46	4,01	0,97

Como se puede observar en la figura 5.7, los equipos instalados se encuentran operando con una baja eficiencia, de por lo menos 10% por debajo de la eficiencia máxima teórica, esto trae como consecuencia un consumo en exceso de potencia eléctrica, como puede apreciarse en la figura 5.8.

La figura 5.8 muestra de forma gráfica el ahorro de potencia máximo teórico al reemplazarse el equipo instalado con un nuevo equipo que posea una eficiencia igual a la máxima teórica, cabe destacar que casos como el de la G-27FCC, la cual mostró un

incremento de eficiencia superior al 45%, no posee un ahorro significativo de potencia debido a su tamaño, por lo que los ahorros mayores se encuentran en las bombas de gran tamaño y altos consumos de potencia.

Para la selección de las nuevas bombas se utilizó uno de catálogos de FlowServer, en todo momento se tomó en cuenta para la selección, obtener la mayor eficiencia posible dentro de las bombas mono-etapas disponibles, la tabla 5.9 muestra las bombas seleccionadas que presentaron un aumento de eficiencia.

No todas las bombas nuevas seleccionadas poseen una eficiencia superior a la de las bombas instaladas, los casos como G-5FCC y G-17FCC no pudo incrementarse su eficiencia debido a que las bombas que poseían una mayor eficiencia eran de más de dos etapas. La tabla 5.10 compara las potencias teóricas y reales, de esta forma se puede apreciar mejor el resultado de la selección.

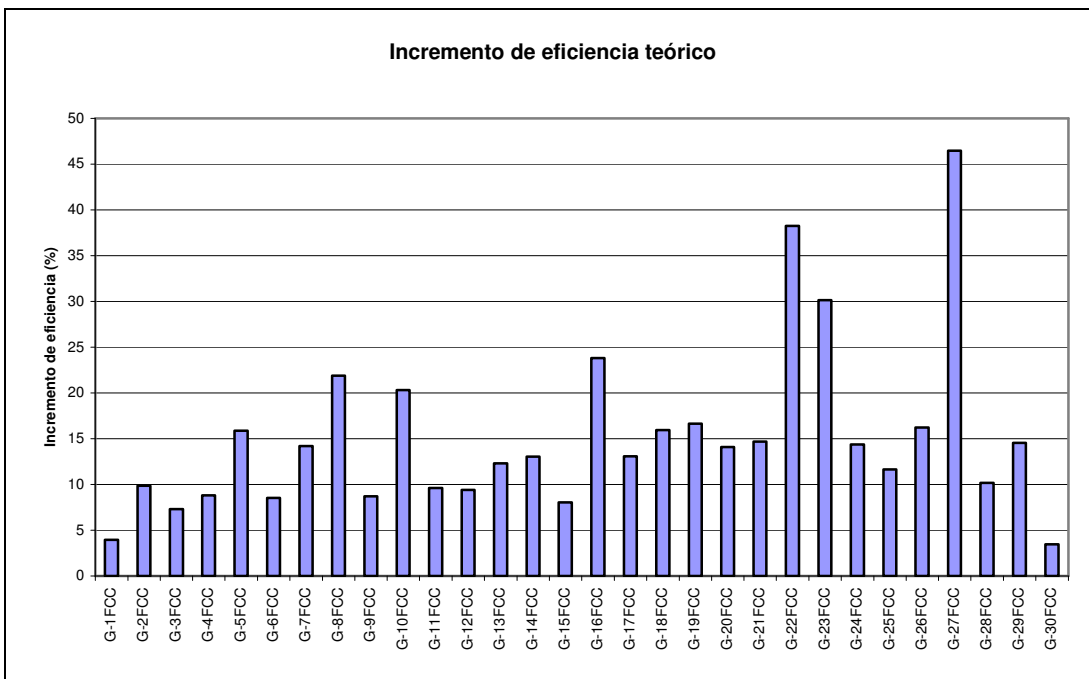


Figura 5.7. Incremento de eficiencia teórica.

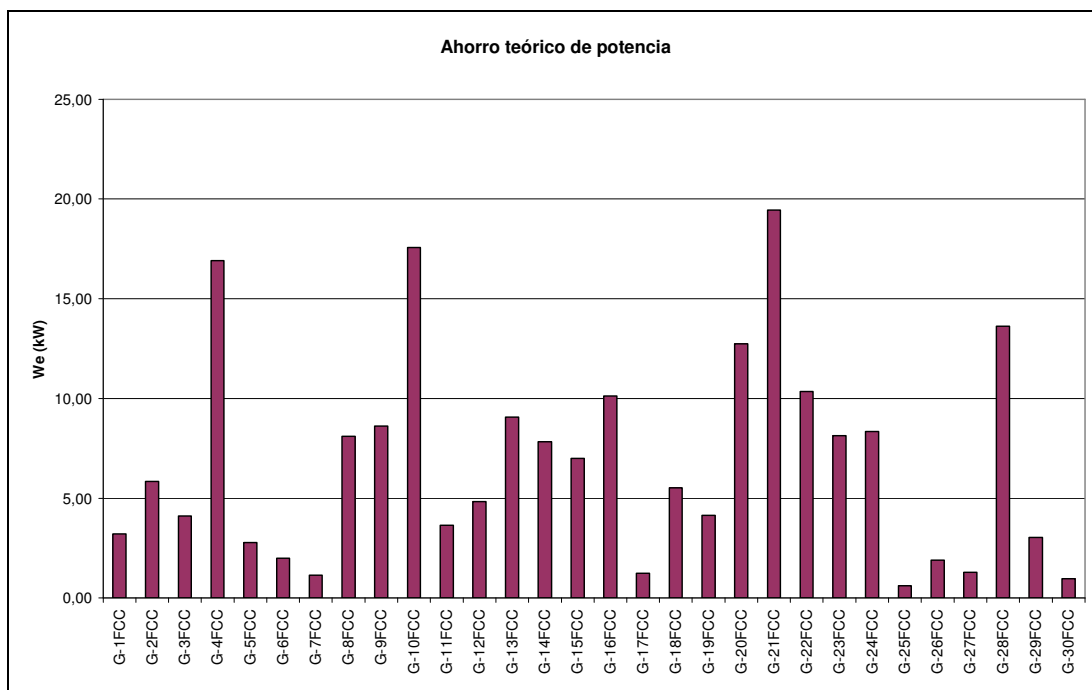


Figura 5.8. Ahorro teórico de potencia.

**Tabla 5.9: Características de las bombas nuevas.**

Características de las bombas seleccionadas					
Tag	Marca	Tipo	Modelo	$\eta_n$ (%)	$\dot{W}_{en}$ (kW)
G-1FCC	Flowserver	Hdx Centerline Mtd.	8hdx17a	78,50	59,59
G-2FCC	Flowserver	Hpx (Api Oh2) Proces	6hpx15b	76,00	47,36
G-3FCC	Flowserver	Hpx (Api Oh2) Proces	6hpx15b	76,80	45,65
G-4FCC	Flowserver	Pvml In-Line	Pvml 35.08.08.35y2s	36,60	35,39
G-5FCC	Flowserver	Hpx (Api Oh2) Proces	1.5hpx12a	52,20	31,09
G-6FCC	Flowserver	Pvml In-Line	Pvml 25.08.08.25gs	55,30	13,27
G-7FCC	Flowserver	Hpx (Api Oh2) Proces	3hpx11a	60,50	6,03
G-8FCC	Flowserver	Hpx (Api Oh2) Proces	2hpx10a	68,80	20,13
G-9FCC	Flowserver	Erpn Centerline Mtd.	Erpn 50-315	55,20	56,71
G-10FCC	Flowserver	Hpx (Api Oh2) Proces	4hpx10a	74,50	50,67
G-11FCC	Flowserver	Hpx (Api Oh2) Proces	4hpx8b	77,80	29,84
G-12FCC	Flowserver	Hpx (Api Oh2) Proces	4hpx8b	78,30	40,26
G-13FCC	Flowserver	Hpx (Api Oh2) Proces	6hpx15c	80,60	54,90
G-14FCC	Flowserver	Erpn Centerline Mtd.	Erpn 40-250	44,60	26,96
G-15FCC	Flowserver	Hpx (Api Oh2) Proces	4hpx13a-Ind	70,90	65,13
G-16FCC	Flowserver	Hpx (Api Oh2) Proce	6hpx15b	77,30	29,97
G-17FCC	Flowserver	Erpn Centerline Mtd.	Erpn 65-250	60,10	37,22
G-18FCC	Flowserver	Msp In-Line	Msp 37a-Ind	36,20	7,04
G-19FCC	Flowserver	Erpn Centerline Mtd.	Erpn 40-250 -I	43,60	12,07
G-20FCC	Flowserver	Hpx (Api Oh2) Proces	2hpx13a	52,20	52,21

Fuente: Flowserver

**Tabla 5.9: Características de las bombas nuevas (Continuación).**

Características de las bombas seleccionadas					
Tag	Marca	Tipo	Modelo	$\eta_n$ (%)	$\dot{W}_{en}$ (kW)
G-21FCC	Flowserver	Erpn Centerline Mtd	Erpn 80-315 -I	63,20	78,99
G-22FCC	Flowserver	Hdx Centerline Mtd	8hdx17a	80,06	12,68
G-23FCC	Flowserver	Hpx (Api Oh2) Proces	8hpx15b	82,80	15,11
G-24FCC	Flowserver	Hpx (Api Oh2) Proces	1.5hpx12a	53,00	30,07
G-25FCC	Flowserver	Erpn Centerline Mtd.	Erpn 25-125	26,70	1,98
G-26FCC	Flowserver	Erpn Centerline Mtd.	Erpn 50-160	69,00	7,78
G-27FCC	Flowserver	Pvml In-Line	Pvml 25.08.08.25g	61,80	0,63
G-28FCC	Flowserver	Hpx (Api Oh2) Proces	3hpx13a	69,80	105,25
G-29FCC	Flowserver	Pvml In-Line	Pvml 25.08.08.20f	53,30	8,23
G-30FCC	Flowserver	Erpn Centerline Mtd	Erpn 25-200	17,40	3,93

Fuente: Flowserver

**Tabla 5.10: Comparación entre la potencia teórica y la potencia real.**

Comparación entre potencia teórica y potencia real					
Tag	$\eta_w$ (%)	$\dot{W}_{ew}$ (kW)	$\eta_n$ (%)	$\dot{W}_{en}$ (kW)	$\dot{W}_{en} - \dot{W}_{ew}$ (kW)
G-1FCC	81,96	56,76	78,5	59,59	2,83
G-2FCC	82,83	43,36	76	47,36	4,00
G-3FCC	82,31	42,13	76,8	45,65	3,52
G-4FCC	29,80	42,76	36,6	35,39	-7,37
G-5FCC	58,40	27,8	52,2	31,09	3,29
G-6FCC	55,01	13,27	55,3	13,27	0,00
G-7FCC	73,20	4,99	60,5	6,03	1,04
G-8FCC	70,90	19,54	68,8	20,13	0,59
G-9FCC	61,71	50,45	55,2	56,71	6,26
G-10FCC	75,31	49,58	74,5	50,67	1,09
G-11FCC	79,61	29,16	77,8	29,84	0,68
G-12FCC	79,39	39,66	78,3	40,26	0,60
G-13FCC	82,33	53,46	80,6	54,9	1,44
G-14FCC	50,55	23,52	44,6	26,96	3,44
G-15FCC	73,03	62,89	70,9	65,13	2,24
G-16FCC	83,83	27,64	77,3	29,97	2,33
G-17FCC	68,10	34,42	60,1	37,22	2,80
G-18FCC	35,94	7,12	36,2	7,04	-0,08
G-19FCC	53,16	9,79	43,6	12,07	2,28
G-20FCC	59,09	45,87	52,2	52,21	6,34
G-21FCC	68,69	71,51	63,2	78,99	7,48
G-22FCC	82,27	12,2	80,06	12,68	0,48
G-23FCC	83,14	14,78	82,8	15,11	0,33
G-24FCC	58,37	27,4	53	30,07	2,67
G-25FCC	36,65	1,46	26,7	1,98	0,52

**Tabla 5.10: Comparación entre la potencia teórica y la potencia real (Continuación).**

<b>Comparación entre potencia teórica y potencia real</b>					
<b>Tag</b>	$\eta_w(\%)$	$\dot{W}_{ew}(kW)$	$\eta_n(\%)$	$\dot{W}_{en}(kW)$	$\dot{W}_{en} - \dot{W}_{ew}(kW)$
G-26FCC	73,24	7,42	69	7,78	0,36
G-27FCC	66,48	0,57	61,8	0,63	0,06
G-28FCC	76,21	95,87	69,8	105,25	9,38
G-29FCC	55,55	7,99	53,3	8,23	0,24
G-30FCC	16,96	4,01	17,4	3,93	-0,08

El término  $\dot{W}_{en} - \dot{W}_{ew}(kW)$  de la tabla 5.10 representa la diferencia de potencia real con respecto a la menor posible para dicho equipo (potencia eléctrica con la eficiencia de wilicenus), como puede observarse en dicha tabla, la mayoría de los equipos tubo una significate aproximación a la potencia teórica, al observar los equipos G-4FCC, G-18FCC y G-30FCC, puede notarse que los mismos poseen una eficiencia superior a la de wilicenus y por consiguiente poseen una potencia menor a la de wilicenus, esto se debe a que Flowserver poseía una serie de equipos especializados y de nuevas tecnologías para las condiciones de operación de dichas bombas, tecnología que aumento el rendimiento de los mismos.

Los resultados del la selección se encuentran tabulados junto con su comparación con el equipo teórico en la tabla 5.11.

**Tabla 5.11: Resultado de la selección.**

	<b>Equipo Actual</b>	<b>Equipo Nuevo</b>	<b>Equipo Teórico</b>
<b>Potencia Eléctrica kW</b>	1.131,51	986,14	927,38
<b>Ahorro kW</b>		145,366	204,126
<b>Ahorro %</b>		12,847	18,04

Como puede apreciarse en la tabla 5.11, los equipos seleccionaron proporcionan un ahorro de potencia eléctrica de mas del 12 % del consumo actual, lo que se traduce en aproximadamente 145 kW de electricidad.

Para la rentabilidad de los equipos se utilizó el criterio mencionado anteriormente, el cual está basado en la comparación de los equivalentes anuales de los equipos nuevo e

instalado para un tiempo igual al de su vida útil, la tabla 5.12 refleja el resultado del análisis económico del reemplazo de dichos equipos.

**Tabla 5.12: Características de las bombas nuevas.**

<b>Estudio económico del reemplazo de los equipos</b>				
<b>Tag</b>	<b>Costo</b>	$\dot{W}_{eop} - \dot{W}_{ew} (kW)$	$EA_{EI}(i)^* - EA_{EN}(i)^* (BsF)$	<b>Análisis</b>
G-1FCC	154.619,40	0,38	28.022,61	Rentable
G-2FCC	63.848,55	1,84	11.612,93	Rentable
G-3FCC	63.848,55	0,58	11.176,06	Rentable
G-4FCC	33.974,30	24,28	17.778,08	Rentable
G-5FCC	32.613,35	-0,52	5.602,18	Rentable
G-6FCC	29.854,90	1,98	4.202,71	Rentable
G-7FCC	30.403,15	0,08	5.134,42	Rentable
G-8FCC	29.573,25	7,50	6.504,62	Rentable
G-9FCC	25.810,75	2,35	6.043,66	Rentable
G-10FCC	30.680,50	16,47	14.540,24	Rentable
G-11FCC	29.573,25	2,96	6.055,82	Rentable
G-12FCC	29.616,25	4,23	7.022,20	Rentable
G-13FCC	75.456,40	7,62	14.079,26	Rentable
G-14FCC	21.343,05	4,39	5.503,85	Rentable
G-15FCC	50.580,90	4,75	6.794,74	Rentable
G-16FCC	63.848,55	7,79	9.458,38	Rentable
G-17FCC	22.452,45	-2,81	2.834,37	Rentable
G-18FCC	98.904,30	5,56	-4.293,35	No rentable
G-19FCC	25.084,05	1,86	3.637,93	Rentable
G-20FCC	33.995,80	6,40	8.705,17	Rentable
G-21FCC	32.224,20	11,95	13.052,87	Rentable
G-22FCC	154.619,40	9,87	-5.990,76	No rentable
G-23FCC	70.481,30	7,97	4.068,35	Rentable
G-24FCC	32.613,35	5,67	7.325,87	Rentable
G-25FCC	13.517,05	0,08	2.003,90	Rentable
G-26FCC	15.845,50	1,53	2.488,87	Rentable
G-27FCC	29.854,90	1,21	-5.848,89	No rentable
G-28FCC	36.208,15	4,25	9.526,68	Rentable
G-29FCC	29.854,90	2,79	3.575,28	Rentable
G-30FCC	15.961,60	1,02	1.578,34	Rentable

Como puede apreciarse en la tabla 5.12, el término  $EA_{EI}(i)^* - EA_{EN}(i)^* (BsF)$  representa el ahorro anual potencial debido al cambio del equipo instalado, los casos G-18FCC, G22FCC y G27FCC producen pérdidas, ya sea por el alto costo del equipo nuevo o por el buen estado en el que opera el equipo viejo, cabe destacar los casos G-5FCC y G-

17FCC, que al observar el termino  $\dot{W}_{op} - \dot{W}_{ew}(kW)$  estos no producen un ahorro de potencia, sino lo contrario, aumentan su consumo eléctrico, pero son reentables, esto se debe a que la rentabilidad económica no sólo se basa en el consumo eléctrico, sino también en los costos de reparaciones y el costo de los equipos nuevos, los cuales para estos casos resultaron en un ahorro de capital debido al cambio.

## 5.2.- ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS DEL ESTUDIO REALIZADO A LAS BOMBAS DE LA REFINERÍA EL PALITO.

El estudio realizado a las bombas de La Unidad de FCC de La Refineria El Palito resultó en un ahorro de capital anual significativo, llegando a ser de 28.000 BsF anuales para el mejor de los casos, sin embargo no todos los casos resultan reentables debido al tiempo de pago de la inversión inicial, por lo que se utilizó como restricción para el análisis, un tiempo de pago no superior a la vida económica del equipo instalado (ocho años), se utilizó dicho tiempo porque a partir de la vida económica, los equipos viejos comenzaran a incrementar su equivalente anual produciendo mayores pérdidas cada año.

Para efectos del cálculo del tiempo de pago se asumió que los costos de desinstalación del equipo viejo y el costo de instalación del equipo nuevo serán cubiertos por el valor residual del equipo viejo, por lo que el tiempo de pago se basa en la auto retribución de solamente el costo del equipo nuevo, este tiempo de pago se calcula por medio de la ecuación (2.112):

$$TP_{G-28FCC} \cong \frac{PV}{EA_{EI}(i)^* - EA_{EN}(i)^*} = \frac{36.208,15}{9.526,68} = 3,8007 \cong 4$$

Para el caso de la bomba TAG G-28FCC su tiempo de pago es aproximadamente igual a cuatro (4) años, esto quiere decir que en un periodo de cuatro (4) años, el ahorro producido por el equipo nuevo superará al costo del mismo.

A continuación se presenta un análisis económico detallado del reemplazo de los equipos instalados:



**G-1FCC:** Este equipo presentó riesgo de recirculación y se encuentra operando en condiciones críticas en cuanto a ruptura del eje, la bomba seleccionada para su reemplazo no presentó un incremento significativo de eficiencia (sólo 0,5 %) ni un ahorro de potencia eléctrica significativo (0,38 kW), la misma presentó un ahorro de 28.000 BsF anuales y posee un tiempo de pago de seis (6) años, por lo que su reemplazo sería beneficioso al disminuir los costos de operación y sus problemas mecánicos e hidráulicos

**G-2FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación y riesgo de ruptura del eje, la bomba seleccionada para su reemplazo presentó un incremento de 3% de eficiencia, mas no presenta un ahorro significativo de potencia eléctrica (1,8 kW), el tiempo de pago del equipo es de cinco (5) años ya que el mismo produciría un ahorro de 11.600 BsF anuales, estas características hacen factible su reemplazo.

**G-3FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación y riesgo de ruptura del eje, la bomba seleccionada para el reemplazo presenta un incremento de eficiencia de 1,8 % y un ahorro de potencia eléctrica igual a 0,58 kW, la bomba nueva produciría un ahorro de capital de 11.170 BsF y un tiempo de pago de seis (6) años, por lo que su reemplazo sería productivo.

**G-4FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación, riesgo de desgaste del anillo de desgaste y riesgo de ruptura del eje, la bomba seleccionada posee un significativo incremento de eficiencia (15,6 %) junto con un ahorro de 24,3 kW de potencia eléctrica, además la bomba seleccionada produce un ahorro de 17.800 BsF y tiene un tiempo de pago de dos (2) años, por lo que su reemplazo es altamente factible.

**G-5FCC:** El equipo instalado presentó riesgo de recirculación y riesgo de ruptura del eje, la bomba seleccionada posee menor eficiencia que la actual (0,3 % menor) por lo que se incrementa el consumo de potencia eléctrica en 0,51 kW, a pesar de esto la misma produce un ahorro de 5.600 BsF anuales y posee un tiempo de pago de seis (6) años, por lo que su reemplazo sería productivo al disminuir los costos de operación.

**G-6FCC:** El equipo instalado se encuentra operando con riesgo de recirculación, la bomba seleccionada presenta un incremento de eficiencia de 8,8 % aunque no produce un ahorro significativo de potencia eléctrica (2 kW), el equipo produce un ahorro anual de 4.200 BsF y

posee un tiempo de pago de siete (7) años, por lo que no es muy factible ni productivo su reemplazo.

**G-7FCC:** El equipo se encuentra operando en condiciones óptimas, por otra parte, la bomba seleccionada no posee un incremento significativo de eficiencia (1,5 %) ni un ahorro significativo de potencia eléctrica (0,1 kW), el equipo seleccionado produce un ahorro de capital de 5.100 BsF y posee un tiempo de pago de seis (6) años, por lo que no es muy productivo su reemplazo.

**G-8FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación y condición crítica en cuanto a la ruptura del eje, la bomba seleccionada presento un incremento de eficiencia significativo de 19,8 % y un ahorro de potencia eléctrica de 7,52 kW, el equipo seleccionado proporciona un ahorro de capital de 6.500 BsF anuales y posee un tiempo de pago de cinco (5) años, por lo que es factible su reemplazo.

**G-9FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación, la bomba seleccionada proporciona un incremento de eficiencia de 2,2 % y un ahorro de potencia eléctrica de 2,35 kW, además la misma produce un ahorro de capital de 6.000 BsF anuales y posee un tiempo de pago de cuatro (4) años, por lo que es productivo su reemplazo.

**G-10FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación y condición crítica en cuanto a la ruptura del eje, la bomba seleccionada proporciona un incremento significativo de eficiencia de 19,5 % y un ahorro de potencia eléctrica de 16,5 kW, además produce un ahorro de capital de 14.500 BsF y posee un tiempo de pago de dos (2) por lo que es altamente factible su reemplazo.

**G-11FCC:** El equipos presentó riesgo de recirculación y condición crítica en cuanto a la ruptura del eje, la bomba seleccionada proporciona un incremento de eficiencia de 7,8 % y un ahorro de potencia eléctrica de 2,96 kW, la misma produce un ahorro de capital de 6.000 BsF anuales y posee un tiempo de pago de cinco (5) años, por lo que su reemplazo es productivo.

**G-12FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación y condición crítica en cuanto a la ruptura del eje, la bomba seleccionada proporciona un incremento significativo de eficiencia

de 8,3 % y un ahorro de potencia eléctrica de 4,23 kW, además produce un ahorro de capital de 6.000 BsF anuales y posee un tiempo de pago de cinco (5) años, esto hace factible su reemplazo.

**G-13FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación y condición crítica en cuanto a la ruptura del eje, la bomba seleccionada proporciona un incremento significativo de eficiencia de 10,6 % y un ahorro también significativo de potencia eléctrica (7,6 kW), además produce un ahorro de capital de 14.000 BsF anuales y posee un tiempo de pago de cinco (5) años, esto hace factible su reemplazo.

**G-14FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación y riesgo de ruptura del eje, la bomba seleccionada proporciona un incremento de eficiencia de 7,1 % y un ahorro de potencia eléctrica de 4,4 kW, además produce un ahorro de capital de 5.500 BsF anuales y posee un tiempo de pago de cuatro (4) años, por lo que su reemplazo es factible no sólo por el ahorro de capital, sino también por mejorar las condiciones operacionales de la misma.

**G-15FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación, la bomba seleccionada proporciona un incremento de eficiencia de 5,9 % y un ahorro de potencia eléctrica de 4,75 kW, además la misma produce un ahorro de capital de 6.800 BsF anuales, y posee un tiempo de pago de siete (7) años, por lo que es factible su reemplazo.

**G-16FCC:** El equipo se encuentra operando en condiciones óptimas, por otra parte, la bomba seleccionada posee un incremento significativo de eficiencia (17,3 %) y un ahorro significativo de potencia eléctrica (7,8 kW), aunque el mismo solo produce un ahorro de capital de 9.400 BsF y posee un tiempo de pago de siete (7) años, por lo que no es productivo su reemplazo.

**G-17FCC:** El equipo se encuentra operando en condiciones óptimas y la bomba seleccionada posee una eficiencia menor a la actual (4,9 % menor), por lo que se incrementa el consumo de potencia eléctrica en 1,56 kW, aunque el mismo sólo produce un ahorro de capital de 2.800 BsF y posee un tiempo de pago de ocho (8) años, por lo que no es productivo su reemplazo.

**G-18FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación, además la bomba seleccionada proporciona un incremento significativo de eficiencia de 16,2 % y un ahorro considerable de potencia eléctrica de 5,6 kW, pero el alto costo de la misma produce una pérdida de capital de 4.300 BsF anuales, por lo que no es productivo su reemplazo.

**G-19FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación y riesgo de ruptura del eje, además la bomba seleccionada proporciona un incremento de eficiencia de 7,1 % y un ahorro de potencia eléctrica de 1,86 kW, la misma produce un ahorro de 3.700 BsF anuales y posee un tiempo de pago de siete (7) años, por lo que su reemplazo sería productivo.

**G-20FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación y riesgo de ruptura, además la bomba seleccionada proporciona un incremento de eficiencia de 7,2 % y un ahorro considerable de potencia eléctrica de 6,4 kW, el equipo también produce un ahorro de 8.700 BsF anuales y posee un tiempo de pago de cuatro (4) años, por lo que su reemplazo es factible.

**G-21FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación, riesgo de deterioro del anillo de desgaste y riesgo de ruptura del eje, la bomba seleccionada posee un significativo incremento de eficiencia (9,2 %) junto con un ahorro de 12 kW de potencia eléctrica, además la bomba seleccionada produce un ahorro de 13.000 BsF y tiene un tiempo de pago de dos (2) años, por lo que su reemplazo es altamente factible no sólo por el ahorro de capital sino como también por la mejora de las condiciones operacionales.

**G-22FCC:** El equipo se encontró operando bajo riesgo de recirculación, el equipo seleccionado proporciona un incremento significativo de eficiencia de 36 % y un ahorro considerable de potencia eléctrica de 9,9 kW, pero el alto costo de la misma produce una pérdida de capital de 6.000 BSF anuales, por lo que no es productivo su reemplazo.

**G-23FCC:** El equipo instalado se encuentra operando en zona de posible recirculación, la bomba seleccionada presenta un incremento significativo de eficiencia de 29,8 % y un ahorro de potencia eléctrica de 7,8 kW, el equipo produce un ahorro anual de 4.100 BsF y posee un tiempo de pago de diecisiete (17) años, por lo que su reemplazo no es factible por el criterio antes mencionado.

**G-24FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación y condición crítica en cuanto a la ruptura del eje, la bomba seleccionada proporciona un incremento de eficiencia de 9 % y un ahorro también de potencia eléctrica (5,7 kW), además produce un ahorro de capital de 7.300 BsF anuales y posee un tiempo de pago de cuatro (4) años, esto hace factible su reemplazo.

**G-25FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación, a pesar de esto, el equipo nuevo seleccionado sólo proporciona un incremento de eficiencia de 1,7 % y solamente 0,1 kW de potencia eléctrica ahorrada, además la misma produce un ahorro de capital de 2.000 BsF anuales, pero posee un tiempo de pago de siete (7) años, por lo que no es muy factible su reemplazo.

**G-26FCC:** El equipo se encuentra operando en condiciones óptimas, por otra parte, la bomba seleccionada posee un incremento significativo de eficiencia (12 %) y un ahorro de potencia eléctrica de 1,5 kW, además de esto, el mismo produce un ahorro de capital de 2.500 BsF y posee un tiempo de pago de seis (6) años, por lo que no es productivo su reemplazo.

**G-27FCC:** El equipo se encuentra operando en condiciones óptimas, por otra parte la bomba seleccionada para su reemplazo presentó un incremento significativo de eficiencia de 41,8 % y un ahorro de potencia eléctrica de 1,2 kW, pero el alto costo de la misma produce una pérdida de capital de 5.900 BsF anuales, por lo que no es productivo su reemplazo.

**G-28FCC:** El equipo instalado sólo presentó condiciones críticas en cuando a la ruptura del eje, la bomba seleccionada para su reemplazo presentó un incremento de eficiencia de 3,8 % y un ahorro de potencia eléctrica de 4,3 kW, además la misma produce un ahorro de capital de 9.600 BsF anuales y posee un tiempo de pago de cuatro (4) años, por lo que es factible su reemplazo.

**G-29FCC:** El equipo actual presentó riesgo de recirculación y el equipo nuevo seleccionado proporciona un incremento significativo de eficiencia de 12,3 % y un ahorro de potencia eléctrica de 2,8 kW, además la misma produce un ahorro de capital de 3.600 BsF anuales, pero posee un tiempo de pago de ocho (8) años, por lo que no es productivo su reemplazo.

**G-30FCC:** El equipo presentó riesgo de recirculación y condición crítica en cuanto a la ruptura del eje, el equipo seleccionado proporciona un incremento de eficiencia de 3,9% y un ahorro de potencia eléctrica de 1,1 kW, a pesar de esto, la misma sólo produce un ahorro de capital de 1.600 BsF anuales y posee un tiempo de pago de diez (10) años, por lo que no es muy factible su reemplazo.

Como puede apreciarse en la tabla 5.13, la inversión total a realizar es de 875 MBsF, con un ahorro de capital anual de 19,3 MBsF, un tiempo de pago de la inversión de cinco (5) años y un ahorro de potencia eléctrica de 112 kW, esto resulta en una inversión a largo plazo ya que la vida económica de estos equipos se estima en catorce (14) años, lo cual resulta en un ahorro de capital muy significativo para la empresa.

**Tabla 5.13: Listado de bombas recomendadas para reemplazo.**

<b>Listado de bombas recomendadas para reemplazo</b>				
<b>Tag</b>	<b>Costo (MBsF)</b>	$\dot{W}_{eop} - \dot{W}_{ew} (kW)$	$EA_{EI} - EA_{EN} (MBf)$	<b>Tiempo de Pago (años)</b>
G-1FCC	154,62	0,38	28,02	6
G-2FCC	63,85	1,84	11,61	5
G-3FCC	63,85	0,58	11,18	6
G-4FCC	33,97	24,28	17,78	2
G-5FCC	32,61	-0,52	5,60	6
G-6FCC	29,86	1,98	4,20	7
G-8FCC	29,57	7,50	6,51	5
G-9FCC	25,81	2,35	6,04	4
G-10FCC	30,68	16,47	14,54	2
G-11FCC	29,57	2,96	6,06	5
G-12FCC	29,62	4,23	7,02	4
G-13FCC	75,46	7,62	14,08	5
G-14FCC	21,34	4,39	5,50	4
G-15FCC	50,58	4,75	6,80	7
G-19FCC	25,08	1,86	3,64	7
G-20FCC	34,00	6,40	8,71	4
G-21FCC	32,22	11,95	13,05	2
G-24FCC	32,61	5,67	7,33	4
G-25FCC	13,52	0,08	2,00	7
G-28FCC	36,21	4,25	9,53	4
G-29FCC	29,86	2,79	3,58	8
<b>Total</b>	<b>874,89</b>	<b>112,00</b>	<b>192,78</b>	<b>5</b>

## CONCLUSIONES

Los estudios realizados a los equipos de bombeo de La Unidad de Craqueo Catalítico Fluidizado (FCC) de la Refinería El Palito, revelaron que actualmente se encuentran operando por debajo de sus puntos de máxima eficiencia y en condiciones hidráulicas y mecánicas desfavorables para la vida útil de los mismos, en la mayoría de los casos (al menos 80 %) los equipos se encontraron operando a caudales muy diferentes de sus caudales nominales, esto se debe en gran parte a una mala selección de los equipos o a modificaciones en los procesos que alteraron el punto de trabajo original para el que fueron seleccionadas.

La mayoría de los equipos (el 56,67 % del total de los equipos) presentó condición crítica y riesgo de ruptura de su eje, esto se debió al bajo caudal con el que se encuentran operando, los cuales a su vez estaban por debajo del caudal mínimo seguro, esto en parte se atribuye a una mala selección y a modificaciones en los procesos, lo cual puede verse en los puntos de diseño de muchas bombas que también se encontraban a bajos caudales.

La mayoría de los equipos evaluados de la unidad de FCC (86,67 % de los equipos), requieren de un reemplazo inmediato o de un cambio en sus puntos de operación, además de esto, el estudio económico realizado demostró un ahorro significativo de capital con una recuperación de la inversión relativamente rápida, por lo que es de notar la necesidad de un cambio inmediato de los mismos, no sólo por el capital ahorrado, sino también por la mejora de las condiciones de operación de la planta, las cuales generan el beneficio en la disminución de las paradas por reparaciones no previstas.

La inversión total a realizar es de 875 MBsF, con la cual, si las condiciones para las cuales fueron evaluados los equipos se mantuvieran constantes, se obtendría un ahorro de capital anual de 19,3 MBsF, un tiempo de pago de la inversión de cinco (5) años y un ahorro de potencia eléctrica de 112 kW, esto revela lo significativo que es el ahorro que capital que produciría el reemplazo de veintiuno (21) de los equipos de esta unidad, además de que esta cifra no contempla el ahorro futuro que produciría la disminución de los mantenimientos no planificados.

## **RECOMENDACIONES**

En general, las recomendaciones para el reemplazo de equipos fueron basadas en beneficios de capital, tomando en cuenta un tiempo de recuperación de capital inferior a ocho (8) años, aquellos equipos que superaron el tiempo mínimo de recuperación se les recomienda una modificación de su punto de trabajo debido a las pérdidas financieras ocasionadas por el reemplazo, así como aquellos equipos que se encontraban operando en perfectas condiciones se recomienda permanecer con los mismos debido a que su reemplazo no era necesario.

A continuación se presentan las recomendaciones detalladas por equipo:

**G-1FCC:** Es altamente recomendable el reemplazo de este equipo, debido a el alto ahorro de capital proporcionado por el mismo y su bajo tiempo de recuperación de la inversión inicial, además el equipo nuevo presentará una disminución de los problemas mecánicos e hidráulicos del equipo instalado, debido a que este operaría en mejores condiciones.

**G-2FCC:** Es recomendable el reemplazo de este equipo, debido al ahorro de capital proporcionado por el equipo seleccionado, además de su corto tiempo de recuperación de capital y a la mejora de las condiciones operacionales de la misma.

**G-3FCC:** Debido a las condiciones hidráulicas y mecánicas en las que opera este equipo, es altamente recomendable su reemplazo, además de mejorar dichas condiciones, el equipo nuevo proporcionará beneficios en cuanto al capital ahorrado.

**G-4FCC:** Es recomendable el reemplazo inmediato de este equipo, no sólo por las condiciones desfavorables en las que opera, sino también, por el ahorro de capital que ofrece el equipo nuevo seleccionado y su corto tiempo de recuperación de la inversión.

**G-5FCC:** Es altamente recomendable el reemplazo de este equipo, aunque el equipo seleccionado no presentó mejoras en cuanto a eficiencia, el ahorro de capital y el tiempo de recuperación de capital lo hace un cambio productivo



**G-6FCC:** Debido a las condiciones hidráulicas en las que opera este equipo, es recomendable su reemplazo, además de mejorar dichas condiciones, el equipo nuevo proporcionará beneficios en cuanto al capital ahorrado.

**G-7FCC:** El equipo se encuentra operando en condiciones óptimas, por lo que su reemplazo no es necesario.

**G-8FCC:** Debido a las condiciones hidráulicas y mecánicas en las que opera este equipo, es recomendable su reemplazo, además de mejorar dichas condiciones, el equipo nuevo proporcionara beneficios en cuanto al capital ahorrado.

**G-9FCC:** Debido a las condiciones hidráulicas en las que opera este equipo, es recomendable su reemplazo, además de mejorar dichas condiciones, el equipo nuevo proporcionara beneficios en cuanto al capital ahorrado.

**G-10FCC:** Es recomendable el reemplazo de este equipo, debido al ahorro de capital proporcionado por el equipo seleccionado, además del corto tiempo de recuperación de capital y la mejora de las condiciones operacionales de la misma.

**G-11FCC:** Debido a las condiciones hidráulicas y mecánicas en las que opera este equipo, es recomendable su reemplazo, además de mejorar dichas condiciones, el equipo nuevo proporcionara beneficios en cuanto al capital ahorrado.

**G-12FCC:** Debido a las condiciones hidráulicas y mecánicas en las que opera este equipo, es recomendable su reemplazo, además de mejorar dichas condiciones, el equipo nuevo proporcionara beneficios en cuanto al capital ahorrado.

**G-13FCC:** Debido a las condiciones hidráulicas y mecánicas en las que opera este equipo, es recomendable su reemplazo, además de mejorar dichas condiciones, el equipo nuevo proporcionara beneficios en cuanto al capital ahorrado.

**G-14FCC:** Es recomendable el reemplazo inmediato de este equipo, no sólo por las condiciones desfavorables en las que opera, sino también, por el ahorro de capital que ofrece el equipo nuevo seleccionado y su corto tiempo de recuperación de la inversión.

**G-15FCC:** Debido a las condiciones hidráulicas y mecánicas en las que opera este equipo, es recomendable su reemplazo, además de mejorar dichas condiciones, el equipo nuevo proporcionará beneficios en cuanto al capital ahorrado.

**G-16FCC:** El equipo se encuentra operando en condiciones óptimas, por lo que su reemplazo no es necesario.

**G-17FCC:** El equipo se encuentra operando en condiciones óptimas, por lo que su reemplazo no es necesario.

**G-18FCC:** No es recomendable el reemplazo de este equipo debido a pérdidas de capital que proporciona el equipo nuevo, pero las condiciones desfavorables en las que opera ameritan una modificación del punto de trabajo de la bomba o un cambio en las rpm.

**G-19FCC:** Debido a las condiciones hidráulicas y mecánicas en las que opera este equipo, es recomendable su reemplazo, además de mejorar dichas condiciones, el equipo nuevo proporcionará beneficios en cuanto al capital ahorrado.

**G-20FCC:** Es recomendable el reemplazo inmediato de este equipo, no sólo por las condiciones desfavorables en las que opera, sino también, por el ahorro de capital que ofrece el equipo nuevo seleccionado y su corto tiempo de recuperación de la inversión.

**G-21FCC:** Es recomendable el reemplazo inmediato de este equipo, no sólo por las condiciones desfavorables en las que opera, sino también, por el ahorro de capital que ofrece el equipo nuevo seleccionado y su corto tiempo de recuperación de la inversión.

**G-22FCC:** No es recomendable el reemplazo de este equipo debido a pérdidas de capital que proporciona el equipo nuevo, pero las condiciones desfavorables en las que opera ameritan una modificación del punto de trabajo de la bomba o un cambio en las rpm.

**G-23FCC:** No es recomendable el reemplazo de este equipo debido al escaso ahorro proporcionado por el mismo, pero las condiciones desfavorables en las que opera ameritan una modificación del punto de trabajo de la bomba o un cambio en las rpm.

**G-24FCC:** Es recomendable el reemplazo inmediato de este equipo, no solo por las condiciones desfavorables en las que opera, sino también, por el ahorro de capital que ofrece el equipo nuevo seleccionado y su corto tiempo de recuperación de la inversión.

**G-25FCC:** Debido a las condiciones hidráulicas y mecánicas en las que opera este equipo, es recomendable su reemplazo, además de mejorar dichas condiciones, el equipo nuevo proporcionará beneficios en cuanto al capital ahorrado.

**G-26FCC:** El equipo se encuentra operando en condiciones óptimas, por lo que su reemplazo no es necesario.

**G-27FCC:** El equipo se encuentra operando en condiciones óptimas, por lo que su reemplazo no es necesario.

**G-28FCC:** Es recomendable el reemplazo inmediato de este equipo, no solo por las condiciones desfavorables en las que opera, sino también, por el ahorro de capital que ofrece el equipo nuevo seleccionado y su corto tiempo de recuperación de la inversión.

**G-29FCC:** Debido a las condiciones hidráulicas y mecánicas en las que opera este equipo, es recomendable su reemplazo, además de mejorar dichas condiciones, el equipo nuevo proporcionará beneficios en cuanto al capital ahorrado.

**G-30FCC:** No es recomendable el reemplazo de este equipo debido al escaso ahorro proporcionado por el mismo, pero las condiciones desfavorables en las que opera ameritan una modificación del punto de trabajo de la bomba o un cambio en las rpm.

La importancia de este estudio radica despertar el interés de la empresa por la realización de un estudio general, de los equipos de bombeo de toda la Refinería El Palito, el cual, si para la unidad de FCC, la más nueva de las unidades de la refinería, se produce un ahorro significativo, de antemano podría decirse que un reemplazo global de los equipos de bombeo sería de extremo provecho para la economía de, no sólo la empresa, sino para todo el país.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] Alvarado, L., *Evaluación de Proyectos de Inversión*, Universidad de Carabobo, Escuela de Ingeniería Industrial.
- [2] American Petroleum Institute 2003, Estándar 610, (9na edición)
- [3] Cosse´R, C., Macerola, D., (2001), *Auditoria de los procesos de intercambio de energía en una planta de alquilación de una industria petroquímica para su optimización*, Universidad de Carabobo, Escuela de Ingeniería Mecánica
- [4] Diez, P., *Bombas Centrífugas y Volumétricas*, Universidad de Cantabria, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética.
- [5] Duran, J., Fajardo, C., (2006), *Auditoria energética de los procesos de producción en planta procesadora de alimentos*, Universidad de Carabobo, Escuela de Ingeniería Mecánica
- [6] Flowserve Pump Division. *Global Service and Technical Support*, (2007), Vol. 7, No. 2,, pp. 23-31
- [7] Fonseca, F., Mata, E., (2005), *Determinación del efecto de la variación del caudal sobre la vida útil de los rodamientos de una bomba centrífuga*, Universidad de Carabobo, Escuela de Ingeniería mecánica.
- [8] Karassik, I., Messina, J., Cooper, P., Heald, C., *Pump Handbook*, (3ra edición), Editorial McGraw-Hill.
- [9] Kenneth, J., (1998). *Bombas, selección, uso y mantenimiento*, Editorial McGraw-Hill.

- [10] Laya, A., *Manejo de fluidos*, Universidad de Carabobo, Escuela de Ingeniería mecánica.
- [11] Mataix, C., (1985). *Mecánica del fluidos y maquinas hidráulicas*, (2da Edición), Alfaomega-Oxford.
- [12] Morales, C. *Tesis de postgrado*, Universidad de Carabobo, Escuela de Ingeniería Mecánica.
- [13] Norton, R., (1999). *Diseño de maquinas*, (1ra edición), Editorial Pearson-Prentice Hall.
- [14] Peña, E., *Determinación de los concentradores de esfuerzo en la zona tornillo-tuerca*, Universidad de Carabobo, Escuela de Ingeniería Mecánica.
- [15] Peterson, R., *Strss Concentration Factor*
- [16] Sandoval, A., (1999), *Determinación de los parámetros para la evaluación de los sistemas de bombeo en la perforación de pozos*, Universidad de Carabobo, Escuela de Ingeniería Mecánica
- [17] Shygley, J., Mischke, C., *Diseño en Ingeniería Mecánica*, (6ta edición), Editorial McGraw-Hill.

## APÉNDICE I

### 1.- ESTIMACIÓN DE LOS PARÁMETROS OPERACIONALES PARA LA BOMBA G-2FCC.

La estimación de los parámetros operacionales se hará para las condiciones de diseño de la planta y para las condiciones de operación de la misma. A continuación se muestran en la tabla AI.1 los datos de la bomba a estudiar.

**Tabla AI.1: Datos de la bomba TAG G-2FCC.**

<b>Marca.</b>	PACIFIC
<b>Modelo / tamaño.</b>	L - SVCN / 6x15
<b>Velocidad de giro rpm .</b>	1.770
<b>Material del eje.</b>	AISI 4140
<b>Diámetro mayor de impulsor m</b>	0,34

Fuente: Gerencia Técnica de la Refinería El Palito

En la tabla AI.2 se muestra el punto nominal de la bomba TAG G-2FCC.

**Tabla AI.2: Punto nominal de la bomba TAG G-2FCC.**

<b>Altura de bombeo m.c.f .</b>	28,52	<b>Potencia de accionamiento W .</b>	55.927,49
<b>Caudal m<sup>3</sup> / s .</b>	0,15	<b>NPSH m .</b>	3,96

Fuente: Gerencia Técnica de la Refinería El Palito

En la tabla AI.3 se muestra los datos de los tramos de succión y descarga de la bomba, como diámetros, longitudes de los tramos, es decir la longitud que entre el punto de referencia de las presiones hasta las bridas de las bombas.

En la Tabla AI.4 se muestran los datos nominales del motor de la bomba TAG G-2FCC.

En la tabla AI.5 se muestra las propiedades del fluido para las condiciones de diseño y operación de la planta, ya que la variación de temperatura no es considerable con respecto a las dos condiciones.

**Tabla AI.3: Datos de los tramos de succión y descarga de la bomba TAG G-2FCC.**

<b>Tramo de succión</b>	
<b>CÉDULA</b>	40
<b>Diámetro: Nominal <i>in</i> / Interno <i>m</i> .</b>	12 / 0,30
<b>Longitud del tramo <i>m</i> .</b>	0,3
<b>Longitud equivalente en accesorio (reducción) <i>m</i> .</b>	3,35
<b>Tramo de descarga</b>	
<b>CÉDULA</b>	40
<b>Diámetro: Nominal <i>in</i> / Interno <i>m</i> .</b>	10 / 0,26
<b>Longitud del tramo <i>m</i> .</b>	0,3
<b>Longitud equivalente en accesorio (reducción) <i>m</i> .</b>	5,18

Fuente: Gerencia Técnica de la Refinería El Palito

**Tabla AI.4: Datos nominales del motor de la bomba TAG G-2FCC.**

<b>Voltaje <i>V</i> .</b>	460
<b>Amperaje <i>A</i> .</b>	113
<b>Potencia <i>W</i> .</b>	74.569,99

Fuente: Gerencia Técnica de la Refinería El Palito

**Tabla AI.5: Propiedades del fluido que maneja la bomba TAG G-2FCC.**

<b>Fluido.</b>	Aceite pesado.	<b>Densidad <math>kg / m^3</math></b>	824,15
<b>Temperatura <math>^{\circ}C</math> .</b>	298,89	<b>Viscosidad dinámica <math>Cp</math> .</b>	0,03
<b>Gravedad específica.</b>	0,83	<b>Viscosidad cinemática <math>m^2 / s</math> .</b>	$3,03 \cdot 10^{-08}$
<b>Peso específico <math>N / m^3</math></b>	8.084,89	<b>Presión parcial de vapor <math>kPa</math> .</b>	334

Fuente: Gerencia Técnica de la Refinería El Palito

En la tabla AI.6 se muestra el punto de trabajo de la bomba en condiciones de diseño de la planta, siendo estos los datos suministrado por la empresa que realizó el diseño de la planta.

**Tabla AI.6: Punto de trabajo de la bomba TAG G-2FCC para las condiciones de diseño.**

<b>Altura de bombeo <math>m.c.f</math> .</b>	40,44
<b>Caudal <math>m^3 / s</math> .</b>	0,12
<b>Eficiencia % .</b>	78,5
<b>Presión de succión <math>kPa</math> .</b>	263,37
<b>Presión de descarga <math>kPa</math> .</b>	585

Fuente: Gerencia Técnica de la Refinería El Palito

En la tabla AI.7 se muestran todos los datos de operación de la bomba, como el punto de trabajo y los valores de voltaje y amperaje.

**Tabla AI.7: Datos operacionales de la bomba TAG G-2FCC.**

<b>Número de revoluciones <math>rpm</math></b>	1.770
<b>Presión de succión <math>kPa</math> .</b>	263,37
<b>Presión de descarga <math>kPa</math> .</b>	625
<b>Caudal de operación <math>m^3 / s</math> .</b>	0,09
<b>Energía potencial de la succión <math>m</math> .</b>	0
<b>Energía potencial de la descarga <math>m</math> .</b>	0,4
<b>Voltaje <math>V</math> .</b>	460
<b>Amperaje <math>A</math> .</b>	72,5

Fuente: Gerencia Técnica de la Refinería El Palito

Antes de la estimación de los parámetros operacionales se debe verificar si el fluido de de operación de la bomba se puede tomar como agua. Esto se realiza de la siguiente manera:

Con la viscosidad cinemática del fluido de operación tomada de la tabla AI.5 ( $\nu = 3,03 \cdot 10^{-08} m^2 / s$ ), se compara con la del agua  $22 \cdot 10^{-6} m^2 / s$  . Si la viscosidad del fluido supera 20 veces en su valor a la del agua, entonces el fluido se toma como un fluido viscoso, por tanto se debe calcular los factores de corrección para dicho fluido. Siendo este caso lo contrario el fluido se trabaja como si fuera agua [10].

### **1.1.- Estimación de los parámetros operacionales para las condiciones de diseño de la planta.**

#### **1.1.1.- Estimación de potencia útil, accionamiento, del motor y eléctrica para las condiciones de diseño de la planta.**

Para la estimación de las potencias, se realiza en función del punto de trabajo de la bomba en condiciones de diseño, calculado la potencia útil, luego la de accionamiento, del motor, hasta finalmente obtener la potencia eléctrica.



✓ **Potencia útil:**

La potencia útil se calcula con la ecuación (2.8) utilizando los datos de las tablas AI.5 y AI.6.

$$\dot{W}_u = 40.225,44 \text{ W}$$

✓ **Potencia de accionamiento:**

La potencia de accionamiento se estima con la ecuación (2.16) y tomando la eficiencia de la tabla AI.6.

$$\dot{W}_a = 51.242,60 \text{ W}$$

✓ **Potencia del motor:**

Para el cálculo de la potencia del motor se considera que la eficiencia del acople mecánico entre los ejes de la bomba y motor es 100%, por tanto la potencia del motor es igual a la de accionamiento.

$$W_m = W_a = 51.242,60 \text{ W}$$

✓ **Potencia eléctrica:**

Con la potencia del motor calculada anteriormente y la eficiencia del motor, utilizando la ecuación (2.12) se obtiene la potencia eléctrica.

En este caso no se posee dato de eficiencia del motor, por tanto se extrae de la figura AI.1, en la cual se entra con la potencia de accionamiento nominal de la bomba la cual se encuentra en la tabla AI.2, siendo esta  $\eta_m = 90$  (%).

$$\dot{W}_e = 56.936,23 \text{ W}$$

## 1.2.- Estimación de los parámetros operacionales para las condiciones de operación de la planta.

### 1.2.1.- Determinación del punto de trabajo de la bomba.

#### 1.2.1.1.- Altura de bombeo:

Para obtener la altura de bombeo, se debe considerar las pérdidas hidráulicas en los tramos de succión y descarga de bomba, estas son estimadas con la ecuación 2.5

#### ✓ Pérdidas en el tramo de succión.

La velocidad del fluido se puede obtener por medio de la siguiente ecuación AI.1

$$V = \frac{q}{\left(\frac{\pi d^2}{4}\right)} \quad (\text{AI.1})$$

$$V = 1,22 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds se puede estimar a través de la ecuación 2.6

$$\text{Re} = 12.227.577$$

El fluido se encuentra en régimen turbulento. Luego se calcula el Factor de fricción o factor de pérdidas primaria, el cual se obtiene en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa de la tubería, siendo este factor estimado con la ecuación 2.7.

$$f = 0,0131$$

Luego con la longitud del tramo, la longitud equivalente del accesorio y diámetro interno de la tubería de la tabla AI.3, se sustituye en la ecuación 2.5.

$$h_{fs} = 0,01 \text{ m.c.f}$$

**Donde:**

- ✓  $h_{fs}$  = Pérdidas por fricción en el tramo de succión (*m.c.f*).
- ✓ **Pérdidas en el tramo de descarga.**

Las pérdidas en el tramo de descarga se obtienen de la misma forma que se estimó para el tramo de succión y los resultados fueron los siguientes:

- ✓  $V = 1,74 \text{ m/s}$
- ✓  $Re = 14568145$ ; El fluido se encuentra en régimen turbulento.
- ✓  $f = 0,0135$ .
- ✓  $h_{fd} = 0,05 \text{ m.c.f}$ .

**Donde:**

- ✓  $h_{fd}$  = Pérdidas por fricción en el tramo de descarga (*m.c.f*).

Con las pérdidas en los tramos de succión y de descarga, y los datos de presión, energía potencial de la tabla AI.7, se obtiene la altura de bombeo utilizando la ecuación AI.2.

$$H_d = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + (Z_d - Z_s) + \frac{V_d^2 - V_s^2}{2g} + (hf_d + hf_s) \quad (\text{AI.2})$$

$$H_d = 45,26 \text{ m.c.f}$$

**Donde:**

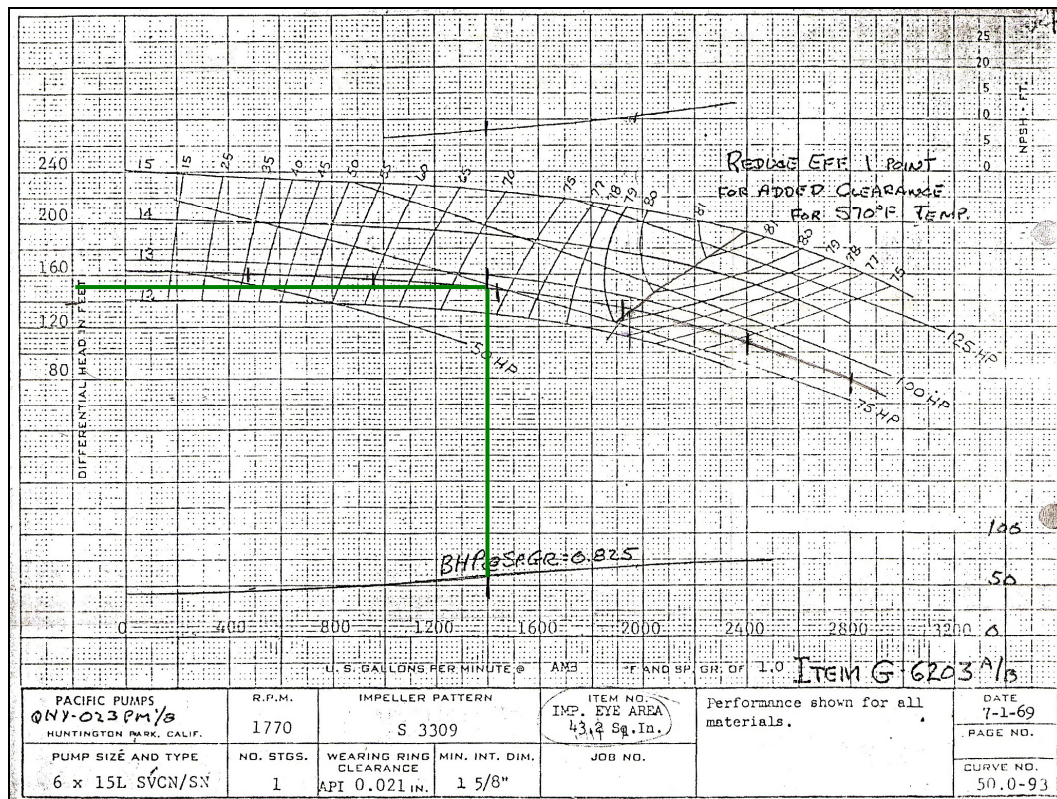
- ✓  $H_d$  = Altura de máquina en condiciones de diseño (*m.c.f*).

#### 1.2.1.2.- Eficiencia de operación de la bomba.

La eficiencia de operación de la bomba se extrae de la curva del fabricante, la cual se muestra en la figura AI.1, en donde se entra con el caudal de operación de la tabla AI.7.

En la figura AI.1 se muestra la curva de comportamiento de la bomba de estudio, suministrada por el fabricante de la misma.

Por tanto el punto de trabajo de la bomba en condiciones de operación es el que se muestra en la tabla AI.8.



**Figura. AI.1. Curva de comportamiento de la bomba TAG G-2FCC.**

Fuente: Gerencia Técnica de la Refinería El Palito

**Tabla AI.8: Punto de trabajo de la bomba TAG G-2FCC en condiciones de operación.**

Altura de bombeo $m$ .	45,26
Caudal $m^3 / s$ .	0,09
Eficiencia %.	73

Fuente: Gerencia Técnica de la Refinería El Palito

### 1.2.2.- Estimación de potencia útil, accionamiento, del motor y eléctrica para las condiciones de operación de la planta.

#### ✓ **Potencia útil.**

La potencia útil se calcula con la ecuación (2.8), la altura de bombeo obtenida anteriormente y utilizando los datos de las tablas AI.5 y AI.7.

$$\dot{W}_u = 32.322,97 \text{ W}$$

#### ✓ **Potencia de accionamiento.**

La potencia de accionamiento se obtiene con la ecuación (2.16), con la eficiencia extraída de la figura AI.1.

$$\dot{W}_a = 44.278,04 \text{ W}$$

#### ✓ **Potencia del motor.**

Para el cálculo de la potencia del motor se tiene la misma consideración para el cálculo de la potencia en condiciones de diseño de la planta. Por tanto la potencia es:

$$W_m = W_a = 44.278,04 \text{ W}$$

#### ✓ **Potencia eléctrica:**

La potencia eléctrica se calcula con la ecuación (2.11), tomando el valor de factor de potencia manejado en la Refinería El Palito, 0,85 y con los datos de la tabla AI.7.

$$\dot{W}_e = 49.099,30 \text{ W}$$

### 1.3.- Cálculo del caudal máximo y mínimo de operación segura de la bomba.

#### ✓ Cálculo del caudal máximo de operación segura de la bomba.

El caudal máximo de operación se obtiene a través de la intersección de la curva del NPSH disponible con la del requerido. La curva del NPSH requerido se extrae directamente de la curva del fabricante. La curva del NPSH disponible se construye utilizando la ecuación (2.28), para los distintos porcentajes del caudal nominal, en este caso se toma 20, 40, 60, 80, 100, 120 por ciento de dicho caudal. A continuación se muestra como se obtiene el NPSH disponible, para un caudal del 20 % del nominal, los valores de  $Re$ ,  $f$  y  $h_f$  se obtienen de la forma antes mencionada, el caudal para el 20% del caudal nominal se obtiene por medio de la ecuación AI.3

$$q_{X\%N} = \frac{Xq_N}{100\%} \quad (\text{AI.3})$$

#### Donde:

- ✓  $q_{X\%N}$  = Caudal a un X% del caudal nominal ( $m^3 / s$ )
- ✓  $q_{20\%N} = 0,03 \text{ m}^3 / s$
- ✓  $V = 0,42 \text{ m/s}$
- ✓  $Re = 4.192.312.$
- ✓  $f = 0,013.$
- ✓  $h_f = 0,01 \text{ m} .$

Luego con los datos de las tablas AI.5 y AI.6, se estima el NPSH disponible para el 20 % del caudal nominal con la ecuación 2.28:

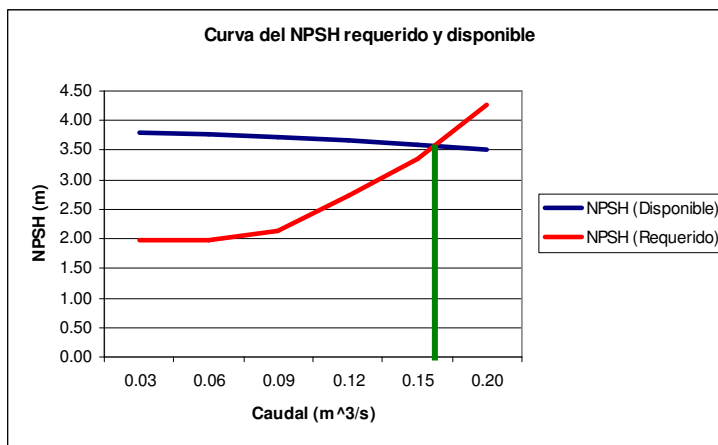
$$NPSH_d = 3,80 \text{ m}$$

En la tabla AI.9 se muestra los valores de NPSH disponible y requerido para los distintos porcentajes de caudal nominal mencionados anteriormente.

**Tabla AI.9. Valores del NPSH disponible y requerido para distintos porcentajes de caudal.**

Caudales ( $m^3/s$ )	$NPSH_d$ (m)	$NPSH_r$ (m)
0,03	3,79	1,98
0,06	3,76	1,98
0,09	3,72	2,13
0,12	3,67	2,74
0,15	3,60	3,35
0,20	3,51	4,27

Con los valores de la tabla AI.9 se construyen las curvas del NPSH disponible y requerido para obtener el máximo caudal de operación. En la figura AI.2, se muestran curvas del NPSH requerido y disponible para los porcentajes 20, 40, 60, 80, 100, 120 por ciento.



**Figura AI.2. Curvas del NPSH disponible y requerido vs Caudal.**

Con la intersección de las curvas de  $NPSH_d$  y  $NPSH_r$ , se obtiene el caudal máximo seguro:

$$q_{\max} = 0,16 \text{ m}^3/\text{s}$$

✓ **Cálculo del caudal mínimo de operación segura de la bomba.**

Para obtener el caudal mínimo de operación segura se realiza a través del método de Frazer, para esto se debe calcular la velocidad específica de succión, la cual se obtiene con la ecuación 2.32.

$$S = 12.665,47$$

La relación del diámetro del cubo y el diámetro del ojo es igual a cero. Entonces con la velocidad específica y la relación del diámetro del cubo y el ojo igual a cero, se entra a la figura (AI.3) y se obtiene el porcentaje de recirculación.

$$R_i = 77,5 \%$$

**Donde:**

✓  $R_i =$  Porcentaje de recirculación (%).

Por tanto el caudal mínimo de operación se obtiene con la ecuación AI.4.

$$q_{\min} = R_i q_N \quad (\text{AI.4})$$

$$q_{\min} = 0,775 \times q_N = 0,775 \times 0,15 = 0,12 \text{ m}^3 / \text{s}$$

#### 1.4.- Cálculo de las fuerzas radial y axial total.

##### 1.4.1.- Cálculo de las fuerzas radial y axial total para las condiciones de diseño de la planta.

##### 1.4.1.1.- Fuerza radial:

Para calcular la fuerza radial se debe antes disponer del coeficiente experimental, el cual se obtiene entrando a la figura (AI.4), para lo que es necesario calcular previamente, la velocidad específica con la ecuación (2.27) para los valores de caudal y altura de bombeo nominal de la bomba.

$$N_s = 1.681,14$$

Luego con la relación del caudal de diseño de la planta y con el nominal de la bomba  $q_d / q_N$ , se entra a la figura anteriormente mencionada, y se obtiene el coeficiente experimental  $K_R$ :



$$q_d / q_N = 0,81$$

$$K_R = 0,02$$

**Donde:**

- ✓  $q_N$  = Caudal en condiciones nominales ( $m^3/s$ ).
- ✓ El ancho a la salida del impulsor se extrae del plano de la bomba, en la cual se obtiene con una relación de escala entre una dimensión real (siendo para este caso el diámetro mayor del impulsor) y una dimensión de dicho plano, por tanto:

$$b_2 = 22,86 \text{ mm} .$$

- ✓ Se toma gravedad específica igual a uno ( $SG = 1$ ) para considerar el caso más crítico.

Con los valores anteriormente estimados, los datos de las tablas AI.1 y AI.6, utilizando la ecuación (2.33), se obtiene la fuerza radial para las condiciones de diseño.

$$F_r = 65,11 \text{ N}$$

**1.4.1.2.- Fuerza axial total:**✓ **Fuerza 1**

Es la fuerza generada debido al perfil de presiones en la corona anterior del impulsor. La relación de giro se calcula con la ecuación (2.36), tomando el espacio axial de la norma API 610 décima edición,  $SD = 0,0001778 \text{ m}$  y el diámetro del impulsor de la tabla AI.1.

$$K = 0,53$$

- ✓ El diámetro del anillo de desgaste se extrajo de la misma manera que el ancho de la salida del impulsor, siendo este diámetro el siguiente:

$$d_{\text{anillo}} = 0,23 \text{ m}$$

- ✓ La velocidad tangencial a la salida del impulsor, se calcula por medio de la siguiente ecuación AI.5.

$$U_d = \frac{\pi n d_{imp}}{60} \quad (\text{AI.5})$$

$$U_d = 30,93 \text{ m/s}$$

- ✓ La velocidad tangencial de la anillo de desgastes, se obtiene de la misma forma que a la salida del impulsor con la ecuación AI.6.

$$U_{anillo} = \frac{\pi n d_{anillo}}{60} \quad (\text{AI.6})$$

$$U_{anillo} = 21,30 \text{ m/s}$$

Con los datos de la tabla AI.5 y AI.6, los parámetros anteriormente obtenidos y utilizando la ecuación (2.34), se estima la fuerza 1.

$$F_1 = 39.044,45 \text{ N}$$

✓ **Fuerza 2**

Es la fuerza generada debido al perfil de presiones en la corona posterior del impulsor.

Se calcula el momento torsor con la ecuación 2.70:

$$M_t = 301,73 \text{ N.m}$$

La resistencia del material a la torsión se estima utilizando el valor de esfuerzo de fluencia del material del eje, el cual al ser AISI 4140 posee un  $S_y = 421000000 \text{ Pa}$ , por tanto dicha resistencia se obtiene con la ecuación AI.7.

$$\tau_c = 0,6 S_y \quad (\text{AI.7})$$

$$\tau_c = 252.600.000 \text{ Pa}$$

**Donde:**

- ✓  $\tau_c$  = Resistencia del material a la torsión ( $Pa$ )
- ✓ Sustituyendo los valores de velocidad de giro y diámetro del eje en la siguiente ecuación se obtiene la velocidad tangencial del eje:

$$U_{eje} = \frac{\pi n d_{eje}}{60} \quad (AI.8)$$

$$U_{eje} = 4,76 \text{ m/s}$$

Con la ecuación (2.35), los valores anteriormente determinados y los datos de las tablas AI.5 y AI.6, se estima la fuerza 2.

$$F_2 = 57.416,97 \text{ N}$$

- ✓ **Fuerza 3**

Es el empuje axial generado por la variación de la cantidad de movimiento del fluido. A continuación se muestra en la figura AI.3 la curva del diámetro del ojo del impulsor.

Se entra a la figura. AI.3 con el valor de velocidad específica de la bomba (calculada anteriormente) y se corta la curva de la relación del diámetro mayor del impulsor y del ojo del mismo y posteriormente se despeja el diámetro correspondiente al ojo del impulsor.

$$N_s = 1.681,14$$

$$d_o = \frac{d_{imp}}{2} \quad (AI.9)$$

$$d_o = 0,1905 \text{ m}$$

**Donde:**

- ✓  $d_o$  = Diámetro del ojo del impulsor ( $m$ ).

Se calcula la velocidad del fluido en el ojo del impulsor con diámetro anteriormente estimado, por medio de la siguiente ecuación:

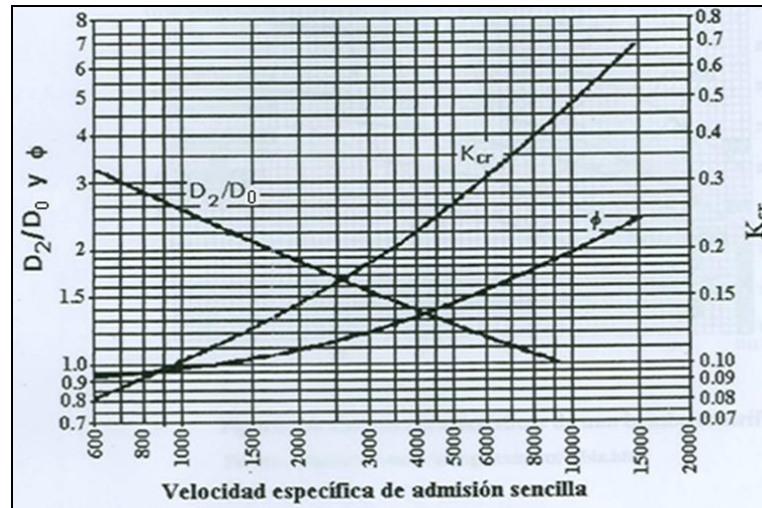


Figura AI.3. Relación entre el diámetro mayor del impulsor y diámetro de ojo del impulsor.

$$V_o = \frac{q}{\left(\frac{\pi d_o^2}{4}\right)} \quad (\text{AI.10})$$

$$V_o = 4,32 \text{ m/s}$$

**Donde:**

✓  $V_o$  = Velocidad del fluido en el ojo del impulsor ( $m/s$ ).

Con la ecuación (2.37) y el dato de densidad del fluido que se encuentra en la tabla AI.5, se estima la fuerza 3.

$$F_3 = 437,65 \text{ N}$$

✓ **Fuerza 4**

Es el empuje generado por la presión de succión.

Presión atmosférica  $P_{atm} = 101,33 \text{ kPa}$ .

Con los parámetros obtenidos anteriormente, el dato de presión de succión de la tabla AI.6 y utilizando la ecuación (2.38) se obtiene la fuerza 4.

$$F_4 = 7.296,42 \text{ N}$$

Después de obtener las cuatro fuerzas actuantes en el impulsor, se calcula la fuerza axial total para las condiciones de diseño de la planta con la ecuación (2.39).

$$F_a = 10.638,45 \text{ N}$$

#### 1.4.2.- Cálculo de las fuerzas radial y axial total para las condiciones de operación de la planta.

La estimación de las fuerzas radial y axial total en condiciones de operación se realiza de igual manera para las condiciones de diseño, tomando en cuenta que muchos de los parámetros ya fueron calculados en dichas condiciones.

##### 1.4.2.1.- Fuerza radial:

- ✓  $b_2 = 22,86 \text{ mm}$ .
- ✓ Con el  $N_s = 1681,14$  (calculado con el punto nominal de la bomba),  $q_d / q_N = 0,58$ , se entra a la figura AI.4 y se obtiene  $K_R = 0,14$ .
- ✓  $SG = 1$ .

Con el diámetro mayor del impulsor, la altura de bombeo para las condiciones de operación y la ecuación (2.33), se obtiene la fuerza radial.

$$F_r = 510,07 \text{ N}$$

##### 1.4.2.2.- Fuerza axial total:

- ✓ **Fuerza 1:**
- ✓  $K = 0,54$ .
- ✓  $d_{anillo} = 0,24 \text{ m}$ .
- ✓  $U_d = 30,93 \text{ m/s}$ .
- ✓  $U_{anillo} = 21,28 \text{ m/s}$ .

Con la ecuación (2.34), y los datos para las condiciones de operación de la planta, se obtiene:

$$F_1 = 42.030,55 \text{ N}$$

✓ **Fuerza 2:**

✓  $K = 0,534476.$

✓  $U_2 = 35,31 \text{ m/s} .$

✓  $D_{eje} = 0,051404 \text{ m}$

✓  $U_{anillo} = 21,2805 \text{ m/s} .$

Con la ecuación (2.35) y los datos par alas condiciones de operación de la planta se obtiene.

$$F_2 = 62.025,33 \text{ N}$$

✓ **Fuerza 3:**

✓  $d_o = 0,19 \text{ m} .$

✓  $V_0 = 3,10 \text{ m/s}$

Con la ecuación (2.37) y la densidad del fluido en condiciones de operación se obtiene la fuerza 3.

$$F_3 = 225,59 \text{ N}$$

✓ **Fuerza 4:**

✓  $P_{atm} = 101,33 \text{ kPa} .$

Con los parámetros determinados anteriormente, presión en la succión para las condiciones de operación de la planta y la ecuación (2.38), se obtiene:

$$F_4 = 7.299,20 \text{ N}$$

Con la ecuación (2.39), se calcula la fuerza axial total.

$$F_a = 12.469,99 \text{ N}$$

### 1.5.- Cálculo del consumo en exceso de energía de la bomba en estudio.

#### 1.5.1.- Cálculo del consumo en exceso de energía de la bomba en estudio para las condiciones de diseño de la planta.

El cálculo del consumo en exceso de energía del equipo se hace a través de la eficiencia teórica con la que pueda estar trabajando una bomba para las mismas condiciones de diseño, extraída de la carta actualizada de Wislicenus (figura AI.2), en la cual se entra con la velocidad específica estimada con el punto de trabajo de la bomba y el caudal de operación.

Luego se recalculan las potencia de accionamiento, del motor y la eléctrica para así de esta manera poder ver el consumo en exceso de potencia. Con la ecuación 2.27 y el punto de trabajo de la bomba en condiciones de diseño se obtiene la velocidad específica.

$$N_s = 1.999,33$$

Con el caudal de operación en condiciones de diseño de la planta  $q_d = 0,12 \text{ m}^3 / \text{s}$  y la velocidad específica, se entra a la figura AI.2 y se obtiene la eficiencia teórica.

$$\eta_{dw} = 84,52 \%$$

#### Donde:

- ✓  $\eta_{dw}$  = Eficiencia tomada de la curva de Wislicenus para condiciones de diseño (%).

Con la eficiencia teórica se recalcula la potencia accionamiento, del motor y eléctrica.

✓ **Potencia de accionamiento:**

Con la potencia útil calculada para las condiciones de diseño de la planta y con la ecuación (2.16), se recalcula la potencia de accionamiento.

$$\dot{W}_{adv} = 47.593,32 \text{ W}$$

**Donde:**

- ✓  $\dot{W}_{adv}$  = Potencia de accionamiento de diseño recalculada en condiciones de eficiencia de Wislicenus ( $W$ ).

✓ **Potencia del motor:**

Se asume la eficiencia del acople mecánico 100%, por tanto:

$$\dot{W}_{mdw} = \dot{W}_{adv} = 47.593,32 \text{ W}$$

**Donde:**

- ✓  $\dot{W}_{mdw}$  = Potencia del motor de diseño recalculada en condiciones de eficiencia de Wislicenus ( $W$ ).

✓ **Potencia eléctrica:**

Con la eficiencia del motor obtenida anteriormente y con la ecuación (2.12) se determina la potencia eléctrica.

$$\dot{W}_{edw} = 52.881,47 \text{ W}$$

**Donde:**

- ✓  $\dot{W}_{edw}$  = Potencia eléctrica de diseño recalculada en condiciones de eficiencia de Wislicenus ( $W$ ).



Con la potencia eléctrica recalculada y la potencia eléctrica obtenida para las condiciones de diseño de la planta, se determina el ahorro energético teórico, utilizando la ecuación AI.11.

$$\dot{W}_{TA} = \dot{W}_{ed} - \dot{W}_{edw} \quad (\text{AI.11})$$

$$\dot{W}_{TA} = 4.054,76 \text{ W}$$

**Donde:**

- ✓  $\dot{W}_{TA}$  = Potencia teórica ahorrada ( $W$ ).

### 1.5.2.- Cálculo del consumo en exceso de energía de la bomba en estudio para las condiciones de operación de la planta.

Para la estimación del consumo en exceso de energía de la bomba para las condiciones de operación de la planta, se aplica la misma metodología utilizada para las condiciones de diseño de la misma.

- ✓ Con el punto de trabajo de la bomba para las condiciones de operación de la planta y ecuación (2.27), se obtiene la velocidad específica.

$$N_s = 1.556,84$$

- ✓ Con el caudal de operación de la bomba y la velocidad específica, se obtiene la eficiencia teórica de operación de la bomba para las condiciones de operación de la planta.

$$\eta_{opw} = 82,83 \%$$

Nuevamente se recalculan las potencias de accionamiento, del motor y eléctrica, para estimar el ahorro energético en condiciones de operación de la planta.

✓ **Potencia de accionamiento:**

Con la potencia útil calculada para las condiciones de operación de la planta y con la ecuación (2.16), se recalcula la potencia de accionamiento.

$$\dot{W}_{aopw} = 39.024,19 \text{ W}$$

✓  $\dot{W}_{aopw}$  = Potencia de accionamiento de operación recalculada en condiciones de eficiencia de Wislicenus ( $W$ ).

✓ **Potencia del motor:**

Se asume la eficiencia del acople mecánico 100%, por tanto:

$$\dot{W}_{mopw} = \dot{W}_{aopw} = 39.024,19 \text{ W}$$

✓  $\dot{W}_{mopw}$  = Potencia del motor de operación recalculada en condiciones de eficiencia de Wislicenus ( $W$ ).

✓ **Potencia eléctrica:**

Con la eficiencia del motor obtenida anteriormente y con la ecuación (2.12) se determina la potencia eléctrica.

$$\dot{W}_{eopw} = 43.360,23 \text{ W}$$

✓  $\dot{W}_{eopw}$  = Potencia eléctrica de operación recalculada en condiciones de eficiencia de Wislicenus ( $W$ ).

Con la potencia eléctrica recalculada y la potencia eléctrica obtenida para las condiciones de operación de la planta, se determina el ahorro energético, utilizando la ecuación AI.12.

$$\dot{W}_{RA} = \dot{W}_{eop} - \dot{W}_{eopw} \quad (\text{AI.12})$$

$$\dot{W}_{RA} = 5.739,07 \text{ W}$$

**Donde:**

- ✓  $\dot{W}_{RA}$  = Potencia real ahorrada ( $W$ ).

### 1.6.- Estimación de los parámetros de ruptura y deflexión del eje para condiciones de operación.

Para el cálculo de la ruptura y deflexión del eje de una bomba se tomaron las consideraciones siguientes:

- ✓ La fuerza radial, posee un ángulo de incidencia, el cual depende de la geometría de la voluta y además no posee una distribución uniforme, por tanto se tomó la consideración de colocarla perpendicular, puntual en la dirección vertical y ascendente situada en el extremo en voladizo del eje, ya que a la hora de calcular las reacciones resulta esta convención más crítica.
- ✓ El peso del eje se asumió como uniformemente distribuido, lo cual no es cierto debido a la geometría compleja del eje, ya que este valor es despreciable comparado con la fuerza radial, es suficiente mente preciso esta aproximación.
- ✓ El peso del impulsor se asumió puntual y situado en el extremo del voladizo del eje, siendo ésta una condición más crítica que la real.

La figura 2.21 representa el esquema general de un eje de bomba centrífuga mono etapa y de succión simple, como es el caso de la bomba G-2FCC, el mismo incluye las dimensiones necesarias para el cálculo de la ruptura y deflexión del eje, así como también la ubicación de las diferentes fuerzas que intervienen en el mismo.

#### **FASE 1: Cálculo de la deflexión del eje.**

Debido a las fuerzas aplicadas en el extremo sin apoyo del eje, éste va a sufrir una deflexión que, de ser considerable, podrá ocasionar el deterioro del anillo de desgaste, lo cual

a su vez generará fricciones que producen torsión en el eje. La deflexión del eje se calcula con la ecuación (2.42).

El valor del peso del eje y del impulsor se obtiene a partir de sólidos en revolución realizados en AutoCAD, ya que no se posee para todas las bombas, repuestos de sus ejes e impulsores en el almacén.

Para el caso de la bomba TAG G-2FCC, el tipo de material es AISI 4140, con este material y las dimensiones del eje, se procedió a realizar el sólido en revolución en AutoCAD con el cual se obtuvo el peso del impulsor y del eje, dicho valores además de la fuerza radial anteriormente calculada y el diámetro del eje utilizado en la ecuación A1.8 para la inercia del eje, se procede a sustituir en la ecuación 2.42 para así obtener la deflexión del eje:

- ✓  $F_r = 510,07 \text{ N}$
- ✓  $I = 656.610,16 \text{ mm}^4$
- ✓  $P_{imp} = 70 \text{ N}$
- ✓  $P_{eje} = 70 \text{ N}$
- ✓  $a = 287,86 \text{ mm}$
- ✓  $b = 387,04 \text{ mm}$

$$d_{yss} = 0,161 \text{ mm}$$

Lo cual resulta en una deflexión segura debido a que este valor se encuentra por debajo de la deflexión máxima permitida por el espacio radial existente entre el anillo de desgaste fijo y el anillo de desgaste móvil, la cual para la bomba TAG G-2FCC es de 0,2mm, el cual fue medido del plano de la bomba utilizando un factor de escala.

$$d_y < 0,2 \text{ mm} \Rightarrow \text{Condición Segura}$$

**FASE 2: Cálculo de las reacciones.**

Para el cálculo de las reacciones se sustituyen los valores de la fuerza radial, peso del impulsor y las dimensiones del eje en las ecuaciones 2.44 y 2.45:

$$✓ \quad F_r = 510,07 \text{ N}$$

$$✓ \quad P_{imp} = 70 \text{ N}$$

$$✓ \quad P_{eje} = 70 \text{ N}$$

$$✓ \quad a = 287,86 \text{ mm}$$

$$✓ \quad b = 387,04 \text{ mm}$$

$$R_a = 580,08 \text{ N}$$

$$R_b = 950,09 \text{ N}$$

**FASE 3: Determinación del corte.**

El corte en el eje se calcula a partir de las cargas transversales que actúan en los distintos puntos del eje, estos valores se sustituyen en las ecuaciones 2.48, 2.49 y 2.50:

$$✓ \quad R_a = 580,08 \text{ N}$$

$$✓ \quad P_{eje} = 70 \text{ N}$$

$$✓ \quad a = 287,86 \text{ mm}$$

$$✓ \quad b = 387,04 \text{ mm}$$

$$X_1 = -550 \text{ N}$$

$$Y_1 = 400 \text{ N}$$

$$Z_1 = 440 \text{ N}$$

#### FASE 4: Momento flector máximo.

Para el valor de momento máximo se tomará el área bajo la curva del diagrama de corte, para esto se sustituirán los valores de las reacciones y del punto  $X_1$  en la ecuación 2.54:

$$✓ \quad R_a = 580,08 \text{ N}$$

$$✓ \quad a = 287,86 \text{ mm}$$

$$✓ \quad X_1 = -550 \text{ N}$$

$$X_2 = 162.552,90 \text{ Nm}$$

#### FASE 5: Determinación de la carga axial.

La carga axial será absorbida por el apoyo central, debido a que esto hace al estudio más crítico, por lo tanto la carga axial será:

$$F_a = X_3 = 12.469,98 \text{ N}$$

**Donde:**

$$✓ \quad X_3 = \text{Carga axial (N)}.$$

#### FASE 6: Determinación del factor de seguridad a la fatiga.

La determinación del punto de ruptura del eje comienza con una previa visualización de los puntos críticos que se encuentran en el eje, de los cuales dos (2) son importantes y requieren un estudio de falla por fatiga, uno de ellos es el punto de mayor momento flector, situado en el apoyo del cojinete central, este no es el más crítico en el eje pero debido a la magnitud del momento máximo calculado, el mismo amerita una revisión de su factor de seguridad a la fatiga. El segundo de los puntos es el de mayor concentrador de esfuerzos, situado en el apoyo del impulsor, este es el más crítico debido a que en un sólo lugar se encuentran los concentradores de esfuerzo por reducción de diámetro, chaveta y rosca, además de estar en la zona de menor diámetro de todo el eje y, aunque en dicho punto el

momento flector y el corte no poseen valores tan alarmantes como en otros puntos, dichos factores podrían lograr disminuir drásticamente el factor de seguridad a la fatiga.

**PRIMER PUNTO: Punto de mayor momento (apoyo del cojinete central).**

La siguiente sección muestra los cálculos pertinentes para la determinación del factor de seguridad a la fatiga en el punto de mayor momento flector.

✓ **Cálculo de los esfuerzos axial y flector.**

Los esfuerzos en este punto por definición se pueden estimar con la ecuación 2.55 y 2.56, el diámetro del eje es el mismo utilizado en la ecuación A1.8:

✓  $F_a = 12.469,98 \text{ N}$

✓  $d_{eje}' = 18,26 \text{ mm}$

$$\sigma_a = 5,78 \text{ MPa}$$

$$\sigma_f = 7,48 \text{ MPa}$$

✓ **Cálculo de los esfuerzos axiales máximo y mínimo.**

Para estimar el esfuerzo máximo se utiliza la ecuación (2.57):

✓  $\sigma_{MAX} = 13,26 \text{ MPa}$

Para estimar el esfuerzo mínimo se utiliza la ecuación (2.58):

✓  $\sigma_{MIN} = 1,69 \text{ MPa}$

✓ **Cálculo de los esfuerzos axiales medio y alternante sin corregir.**

Para estimar el esfuerzo alternante sin corregir se utiliza la ecuación (2.59):

✓  $\sigma_{anom} = 5,78 \text{ MPa}$

Para estimar el esfuerzo medio sin corregir se utiliza la ecuación (2.60):

$$✓ \quad \sigma_{mnom} = 7,48 \text{ MPa}$$

✓ **Cálculo del factor de concentración de esfuerzo a fatiga para esfuerzos axiales.**

Para este punto se calcula el concentrador de esfuerzos debido a la reducción de diámetro, a partir del cual se estimara el concentrador a la fatiga.

**FACTOR 1: Concentrador de esfuerzos por reducción de diámetro.**

Para este concentrador se entra a la figura AI.9 con los valores de  $D/d$  y  $r/d$ , por lo tanto:

$$✓ \quad K_{TREDUCCION} = 2,52$$

**FACTOR 2: Concentrador de esfuerzos a la fatiga.**

El concentrador de esfuerzos debido a la fatiga se calcula con la ecuación (2.62), el valor de  $\sqrt{a}$  se obtuvo de la tabla AI.1 con el valor de  $S_{ut}$  para el acero AISI 4140.

$$✓ \quad \sqrt{a} = 0,066$$

$$K_f = 2,14$$

Para determinar el factor de concentrador de esfuerzos medio a la fatiga se utilizan las relaciones mostradas en las ecuaciones 2.64, 2.65 y 2.66. Donde se obtiene el siguiente resultado.

$$✓ \quad S_y = 421 \text{ MPa}$$

$$✓ \quad K_f |\sigma_{MAX}| = 28,40$$

$$✓ \quad si \rightarrow K_f |\sigma_{MAX}| < S_y \Rightarrow K_{fm} = K_f = 2,14$$



✓ **Corrección de los esfuerzos axiales medio y alternante.**

Los esfuerzos reales se obtienen por medio de las ecuaciones 2.67 y 2.68:

✓  $\sigma_{anom} = 5,78 \text{ MPa}$

✓  $\sigma_{mnom} = 7,48 \text{ MPa}$

✓  $K_f = 2,14$

✓  $K_{fm} = 2,14$

$$\sigma_a' = 12,37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m' = 16,01 \text{ MPa}$$

✓ **Cálculo del esfuerzo cortante por carga transversal.**

El esfuerzo cortante por carga transversal se estima por medio de la ecuación 2.69:

$$\tau = \frac{4 \times 950}{3 \times 2,871} = 0,44 \text{ MPa}$$

✓ **Cálculo de los esfuerzos cortantes máximo y mínimo.**

Los esfuerzos cortantes máximos y mínimos se calculan por medio de las ecuaciones 2.74 y 2.75:

$$\tau_{MAX} = 0,44 \text{ MPa}$$

$$\tau_{MIN} = -0,44 \text{ MPa}$$

✓ **Cálculo de los esfuerzos cortantes medio y alternante sin corregir.**

El esfuerzo cortante alternante se calcula por medio de la ecuación 2.76, mientras que el esfuerzo medio es nulo como lo muestra la ecuación 2.77:

$$\tau_a^* = 0,44 \text{ MPa}$$

$$\tau_m^* = 0$$

✓ **Cálculo de los esfuerzos cortantes medio y alternante totales.**

Para los esfuerzos medio y alternante, sólo se tomarán en cuenta los esfuerzos cortantes, el esfuerzo torsor será nulo debido a que se concluyó que la deflexión del eje es segura, esto gracias a que su valor no supera la deflexión máxima permitida por el claro que existe entre el anillo de desgaste fijo y el anillo de desgaste móvil, como lo indican las ecuaciones 2.78 y 2.79, por tanto:

$$\tau_{anom} = \tau_a^* = 0,44 \text{ MPa}$$

$$\tau_{mnom} = 0$$

Cabe destacar que, aunque el esfuerzo torsor debido al rozamiento entre los anillos de desgaste es nulo, el esfuerzo torsor en el eje no es nulo, esto debido a que existen fuerzas sobre el eje que tratan de frenar el mismo de manera constante, tales como: las producidas por el rozamiento entre las partes móviles y fijas del equipo, la resistencia del fluido a ser desplazado y la resistencia al giro que ejerce el impulsor, entre otras; pero dichas fuerzas son pequeñas y despreciables al ser comparadas con otras fuerzas como la fuerza axial o radial, esto se demuestra con el siguiente cálculo:

Entre las fuerzas anteriormente mencionadas, una de las más elevadas es la producida por la resistencia al giro del impulsor, al momento del arranque del motor, dicha fuerza puede ser estimada por medio de la siguiente metodología:

**Paso 1:** Se estima la aceleración angular del impulsor asumiendo que el arranque del motor ocurre en aproximadamente cinco (5) segundos, este valor es aceptable debido a que la bomba es impulsada por un motor eléctrico cuyo arranque es casi instantáneo, esto según la ecuación AI.13:

$$\alpha = \frac{n}{t_a} \quad (\text{AI.13})$$

**Donde:**

- ✓  $\alpha$  = Aceleración angular del eje ( $rad/s^2$ )
- ✓  $t_a$  = Tiempo de arranque del motor ( $s$ )

Sustituyendo valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$\alpha = \frac{1.770 \times 60}{5} = 21.240 \frac{rad}{s^2}$$

**Paso 2:** Se estima la inercia de masa del impulsor, para simplificar los cálculos, se asume al impulsor como un disco macizo de diámetro igual al diámetro máximo del impulsor y de espesor igual al ancho del alabe  $b_2$ , de tal manera que la inercia de masa se puede estimar por medio de la ecuación AI.14:

$$I_m = \frac{1}{4} m_{imp} r_{imp}^2 + \frac{1}{12} m_{imp} b_2^2 \quad (AI.14)$$

**Donde:**

- ✓  $I_m$  = Inercia de masa del impulsor ( $kg.m^2$ )
- ✓  $m_{imp}$  = Masa del impulsor ( $kg$ )
- ✓  $r_{imp}$  = Radio del impulsor ( $m$ )

Sustituyendo valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$I_m = \frac{7}{4} (0,17)^2 + \frac{7}{12} (0,02286)^2 = 0,051 \text{ kg.m}^2$$

**Paso 3:** Se estima el momento torsor en el eje utilizando la ecuación AI.15:

$$Mt_m = \alpha I_m \quad (AI.15)$$

**Donde:**

- ✓  $Mt_m$  = Momento torsor debido a la inercia de masa del impulsor ( $kg.m^2$ )

Sustituyendo valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$Mt_m = 21.240 \times 0,051 = 1.080,68 \frac{kg.m}{s^2} m = 1,08 \text{ kN.m}$$

**Paso 4:** Se estima el esfuerzo torsor en el eje debido a la inercia de masa por medio de la ecuación AI.16:

$$T_m = \frac{Mt_m r_{imp}}{J} \quad (AI.16)$$

**Donde:**

✓  $T_m$  = Esfuerzo torsor debido a la inercia de masa del impulsor (Pa)

El valor del momento polar de inercia se estima utilizando la ecuación 2.73.

$$J = \frac{\pi \times (0,34)^4}{32} = 0,001312 \text{ m}^4$$

Sustituyendo valores en la ecuación anterior, se obtiene:

$$T_m = \frac{1,08 \times 0,17}{0,001312} = 139,93 \text{ kPa} = 0,14 \text{ MPa}$$

Esta variable sólo se presenta la magnitud estimada al momento del arranque de la bomba, una vez puesto en marcha el equipo, ésta disminuye drásticamente volviéndose aun más despreciable al compararse con  $\sigma_{MAX} = 13,26 \text{ MPa}$ , por esta razón se asumió que al no haber contacto entre los anillos de desgaste, el esfuerzo torsor aplicado sobre el eje es aproximadamente nulo.

✓ **Cálculo del factor de concentración de esfuerzo a fatiga para esfuerzos cortantes.**

Para el concentrador de esfuerzo total se calcula el concentrador de esfuerzos debido a la reducción de diámetro del cual se estimará el concentrador a la fatiga.

**FACTOR 1: Concentrador de esfuerzos por reducción de diámetro.**

Para este concentrador se entra a la figura AI.9 con los valores de  $D/d$  y  $r/d$ , por lo tanto:

$$\checkmark \quad K_{TSREDUCCION} = 1,56$$

**FACTOR 2: Concentrador de esfuerzos cortantes a la fatiga.**

El concentrador de esfuerzos debido a la fatiga se calcula con la ecuación (2.62), el valor de  $\sqrt{a}$  se obtuvo de la tabla AI.1 con el valor de  $S_{ut}$  para el acero AISI 4140.

$$\checkmark \quad \sqrt{a} = 0,066$$

$$K_f = 1,42$$

**✓ Corrección de los esfuerzos cortantes medio y alternante.**

Los esfuerzos reales se obtienen por medio de las ecuaciones 2.85 y 2.86:

$$\checkmark \quad \tau_{anom} = 0,44 \text{ MPa}$$

$$\checkmark \quad \tau_{mnom} = 0$$

$$\checkmark \quad K_f = 2,14$$

$$\tau_a' = 1,42 \times 0,44 = 0,62 \text{ MPa}$$

$$\tau_m' = K_{fsm} \tau_{mnom} = 0$$

**✓ Cálculo del esfuerzo resultante medio y alternante.**

Los esfuerzos resultantes alternantes y medios se estiman por medio de las ecuaciones 2.87 y 2.88:

$$\sigma_{ta} = 12,40 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 16,02 \text{ MPa}$$

✓ **Estimación del límite de resistencia a la fatiga  $S_e^*$ .**

Para la determinación del límite de resistencia a la fatiga se utilizan las ecuaciones 2.89 y 2.90, donde:

$$S_e^* \cong 0,5S_{ut} \Rightarrow S_{ut} < 1.400 \text{ MPa}$$

$$S_e^* \cong 0,5S_{ut} \cong 0,5 \times 655 \cong 327,5 \text{ MPa}$$

**FASE 1: Cálculo de los factores de corrección del límite de resistencia a la fatiga.**

A partir de las expresiones mencionadas en la Sección 2.2.17-8.1 del Capítulo II, los factores resultaron en:

**Coefficiente de carga:** Utilizando las ecuaciones 2.91 y 2.92:

$$C_{CAR} \{Axial\} \Rightarrow C_{CAR} = 0,70$$

**Coefficiente de Tamaño:** Utilizando las ecuaciones 2.93 y 2.94:

$$C_{TAM} = 1,189(51,40)^{-0,097} = 0,81$$

**Coefficiente de superficie:** Utilizando la ecuación 2.95. Los factores A y b se obtienen de la tabla AI.2 con el acabado superficial del eje (Maquinado):

✓  $A = 4,51$

✓  $b = -0,265$

$$C_{SUP} = A(S_{ut})^b = 4,51(655)^{-0,265} = 0,81$$

**Coefficiente de temperatura:** Utilizando las ecuaciones 2.96 y 2.97.

$$\checkmark \quad T = 298,89 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T \leq 450^\circ \text{C} \Rightarrow C_{TEMP} = 1$$

**FASE 2: Corrección del límite de resistencia a la fatiga.**

El límite de resistencia a la fatiga se corrige con la multiplicación de los coeficientes de carga, tamaño, superficie y temperatura, por medio de la ecuación 2.98:

$$S_e = 327,5 \times (0,7 \times 0,81 \times 0,8 \times 1) = 148,56 \text{ MPa}$$

**✓ Cálculo del factor de seguridad a la fatiga.**

Para la determinación del factor de seguridad a la fatiga se utiliza la ecuación 2.99, que expresa el factor de seguridad a la fatiga de la siguiente manera:

$$N_f = \frac{S_{ut} S_e}{S_{ut} \sigma_a + S_e \sigma_m} = \frac{655 \times 148,56}{655 \times 12,40 + 148,56 \times 16,02} = 9,25$$

A partir de este valor y según el criterio establecido por la Refinería El Palito, el cual establece lo siguiente:

$$\left\{ \begin{array}{l} N_f < 0,9 \Rightarrow \text{Ruptura del eje} \\ 0,9 \leq N_f \leq 1,8 \Rightarrow \text{Condición crítica} \\ 1,8 < N_f \Rightarrow \text{Condición segura} \end{array} \right.$$

Como el factor de seguridad a la fatiga es mayor a dos (2), existe la condición segura para el punto de mayores momentos en el eje.

$$2 < N_f \Rightarrow \text{Condición segura}$$

## SEGUNDO PUNTO: Punto de mayor concentrador de esfuerzos (apoyo del impulsor)

La siguiente sección muestra los cálculos pertinentes para la determinación del factor de seguridad a la fatiga en el punto de mayor concentrador de esfuerzos.

Para todos los casos, con excepción del cálculo de los concentradores de esfuerzos, se aplica la metodología utilizada en el punto de mayor momento, la cual es la siguiente:

✓ **Cálculo de los esfuerzos axial y flector.**

✓  $\sigma_a = 36,17 \text{ MPa}$

✓  $\sigma_f = 17,64 \text{ MPa}$

✓ **Cálculo de los esfuerzos axiales máximo y mínimo.**

✓  $\sigma_{MAX} = 53,82 \text{ MPa}$

✓  $\sigma_{MIN} = 18,53 \text{ MPa}$

✓ **Cálculo de los esfuerzos axiales medio y alternante sin corregir.**

✓  $\sigma_{anom} = 36,18 \text{ MPa}$

✓  $\sigma_{mnom} = 17,64 \text{ MPa}$

✓ **Cálculo del factor de concentración de esfuerzo a fatiga para esfuerzos axiales.**

Para este punto se calculan los concentradores de esfuerzos por chaveta, rosca y reducción de diámetro, a partir de los cuales se recalculará el concentrador a la fatiga.

### FACTOR 1: Concentrador de esfuerzos por reducción de diámetro

Para este concentrador se entra a la figura AI.9 con los valores de  $D/d$  y  $r/d$ , por lo tanto:



$$\checkmark \quad K_{TREDUCCION} = 2,12$$

**FACTOR 2: Concentrador de esfuerzos por rosca.**

Para este concentrador se entra a la figura AI.7 (rosca UNF en este caso) con el valor del diámetro nominal de la rosca, que en este caso es 22,23 mm ( $\frac{7}{8} in$ ), por lo tanto:

$$\checkmark \quad K_{TROSSA} = 2,97$$

**FACTOR 3: Concentrador de esfuerzos por chaveta.**

Para este concentrador se entra a la figura AI.8 con el valor de  $T/M$ , por lo tanto:

$$\checkmark \quad K_{TCHAVETA} = 2,14$$

**FACTOR 4: Concentrador de esfuerzos a la fatiga.**

Para estimar el concentrador de esfuerzos debido a la fatiga, se calcula el concentrador de esfuerzos total por medio de la ecuación 2.61:

$$K_t = 2,97 \times 2,14 \times 2,12 = 13,47$$

El concentrador de esfuerzos debido a la fatiga se calcula con la ecuación 2.62:

$$K_f = 10,36$$

Para determinar el factor de concentrador de esfuerzos medio a la fatiga se utilizan las relaciones mostradas en las ecuaciones 2.64, 2.65 y 2.66 donde se obtiene el siguiente resultado:

$$si \rightarrow K_f |\sigma_{MAX}| > S_y \Rightarrow K_{fm} = \frac{S_y - K_f \sigma_{anom}}{\sigma_{nom}} = 2,64$$

✓ **Corrección de los esfuerzos axiales medio y alternante.**

✓  $\sigma_a' = 374,71 \text{ MPa}$

✓  $\sigma_m' = 46,53 \text{ MPa}$

✓ **Cálculo del esfuerzo cortante por carga transversal.**

✓  $\tau = 1,68 \text{ MPa}$

✓ **Cálculo de los esfuerzos cortantes máximo y mínimo.**

✓  $\tau_{MAX} = 1,68 \text{ MPa}$

✓  $\tau_{MIN} = -1,68 \text{ MPa}$

✓ **Cálculo de los esfuerzos cortantes medio y alternante sin corregir.**

✓  $\tau_a^* = 1,68 \text{ MPa}$

✓  $\tau_m^* = 0$

✓ **Cálculo de los esfuerzos cortantes medio y alternante totales.**

El criterio asumido anteriormente se aplica también a esta sección debido a que no existe troque aplicado en el eje.

✓  $\tau_{anom} = 1,68 \text{ MPa}$

✓  $\tau_{mnom} = 0$

✓ **Cálculo del factor de concentración de esfuerzo a fatiga para esfuerzos cortantes.**

Para éste se calcularon los concentradores de esfuerzos por chaveta, rosca y reducción de diámetro, a partir de los cuales se estimo el concentrador a la fatiga.

**FACTOR 1: Concentrador de esfuerzos por reducción de diámetro.**

$$K_{TSREDUCCION} = 1,85 .$$

**FACTOR 2: Concentrador de esfuerzos por rosca.**

$$K_{TSROSCA} = 3,05$$

**FACTOR 3: Concentrador de esfuerzos por chaveta.**

$$K_{TSCHAVETA} = 1,06$$

**FACTOR 4: Concentrador de esfuerzos a la fatiga.**

Se calcula el concentrador de esfuerzos total, por medio de la ecuación 2.80:

$$K_{ts} = 3,05 \times 1,06 \times 1,85 = 5,98$$

El concentrador de esfuerzos debido a la fatiga se calcula con la ecuación 2.81,

$$K_{fs} = 4,46$$

✓ **Corrección de los esfuerzos cortantes medio y alternante.**

✓  $\tau_a' = 14,97 \text{ MPa}$

✓  $\tau_m' = 0$

✓ **Cálculo del esfuerzo resultante medio y alternante por Von Mises.**

✓  $\sigma_{ia} = 375,01 \text{ MPa}$

✓  $\sigma_m = 46,53 \text{ MPa}$

✓ **Estimación del límite de resistencia a la fatiga**

✓  $S_e^* \cong 327,5 \text{ MPa}$

**FASE 1: Cálculo de los factores de corrección del límite de resistencia a la fatiga.**

✓  $C_{CAR} = 0,70$

✓  $C_{TAM} = 0,81$

✓  $C_{SUP} = 0,80$

✓  $C_{TEMP} = 1$

**FASE 2: Corrección del límite de resistencia a la fatiga.**

✓  $S_e = 148,56 \text{ MPa}$

✓ **Determinación del factor de seguridad a la fatiga.**

Para la determinación del factor de seguridad a la fatiga se utiliza la ecuación 2.99:

✓  $N_f = 0,82$

$$N_f < 1 \Rightarrow \text{Riesgo de ruptura}$$

Como el factor de seguridad a la fatiga es menor a uno (1), existe la condición de riesgo de ruptura para el punto de mayor concentrador de esfuerzos en el eje.

## 2.- SELECCIÓN DE LA NUEVA BOMBA TAG G-2FCC

Para la selección de la nueva bomba se utilizó como herramienta el programa PROS+se versión 3.3.2 de FLOWSERVER pump división, este programa facilitó la selección de las bombas reduciendo enormemente cualquier error humano, y acelerando el proceso, el método de selección fue el siguiente:

La primera sección del programa muestra una serie de opciones por medio de las cuales se va a regir. En esta sección se selecciona “Enter de full condition of service”, se seleccionó así debido a que el punto de trabajo de las bombas de la unidad es relativamente fijo, es decir, a lo largo del proceso no tiene fluctuaciones importantes o suficientemente distantes como para ameritar ser tomadas en cuenta. La figura AI.4 muestra el cuadro de selección de dicha opción.

Una vez seleccionado la naturaleza de los datos, el programa permite modificar las unidades que éste posee por defecto, no sólo unidades en un sólo sistema, sino también combinaciones de varios sistemas. La figura AI.5 muestra el cuadro de selección de unidades.

Una vez seleccionadas las unidades, el programa solicita el punto de trabajo de la bomba, el servicio y el tipo de líquido que la misma opera, incluyendo otras opciones como la norma con la cual deseas hacer la selección (esta opción es debido a que el programa califica a la selección del mismo, es decir, si no cumple con la norma, el mismo programa la califica como negligente). La figura AI.6 muestra el cuadro de introducción de datos del punto de trabajo.

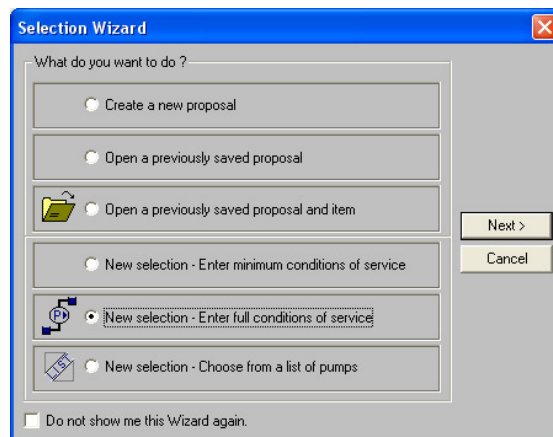
Los datos del punto de trabajo introducido se encuentran reflejados en la tabla AI.10.

**Tabla AI.10. Punto de operación de la bombaTAG G-2FCC**

Bomba Numero		G-2FCC	
Caudal	1.400 gpm	Presión de Succión	263,37 kPa
Altura	45,23 m	Temperatura	298,88 °C
NPSHd	3,8 m	Presión de Vapor	334 kPa
Viscosidad	0,1 cP (0,025)	Servicio	Aceite Pesado de Ciclo
Gravedad Específica	0,823	Tipo de Fluido	Hidrocarburo

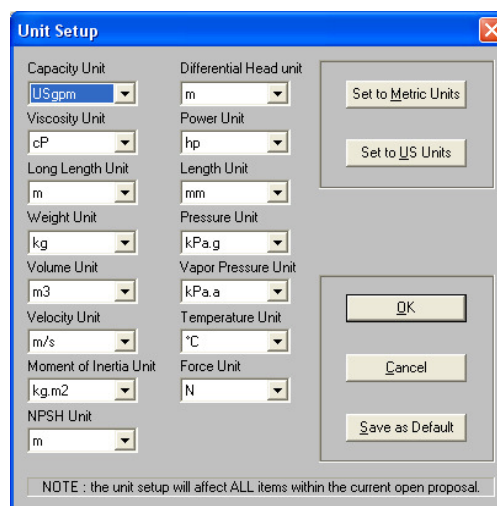
Una vez concluida la introducción del punto de trabajo, el programa muestra las líneas de bombas que la compañía posee para el punto de trabajo introducido, éste permite seleccionar una en específico o todas si se desea, en este caso, se seleccionaron todas las líneas posibles sin importar el lugar de procedencia. La figura AI.7 muestra dicho cuadro de selección.

Luego de esto el programa presenta todas las bombas que pueden satisfacer el punto de trabajo seleccionado, las mismas son presentadas en una lista dinámica, la cual permite ordenarlas según, mayor eficiencia, menor costo, etc. Este cuadro también posee la característica de marcar con símbolos a las buenas selecciones (circulo verde) y a las selecciones negligentes (triangulo azul), las selecciones negligentes son aquellas que no cumplen con cierta norma, por ejemplo la figura AI.8 muestra como primera opción una selección negligente por no cumplir con el “Diam Lim” (diámetro límite), es decir que la misma requiere de un diámetro de rodete superior al máximo. En la figura AI.8, la bomba seleccionada en azul fue la bomba elegida para el reemplazo.



**Figura AI.4. Primer cuadro de opciones de Pros+se.**

Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.



**Figura AI.5. Cuadro de selección de unidades de Pros+se.**

Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

**Duty Conditions**

Rated flow: 1400 USgpm    Customer item no.: G-2FCC  
 Rated head: 45.23 m    Frequency: 60

Rated NPSH<sub>a</sub>: 3.8 m    Quantity of pumps: 1  
 Rated viscosity: 0.1 cP    Service: E PESADO DE CICLO  
 Specific gravity: 0.825    Liquid description: ...  
 Max suction press: 263.37 kPa.g    Liquid type: Hydrocarbon  
 Rated suction press: 263.37 kPa.g     Flam     Toxic     H2S  
 Max temperature: 298.88 °C  
 Vapor pressure: 334 kPa.a

Hydraulic sel'n: API-610 10th Edition    Test tolerances: API-610 10th Edition  
 Construction: API-610 10th Edition

Units    Less Data    OK    Cancel    < Back    Next >

**Figura A1.6. Introducción del punto de trabajo.**

Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

**Pump Lines**

Market: Hydrocarbon Process    Pump line classification: All    Orientation: Horizontal

Available Pump Lines		Your Chosen Pump Lines		
Pump Line	Asst.	Pump Line	Mat'l	Packager
HDO&B/HSD&B Barrel		HDO&B/HSD&B Barrel	S1	Vernon, CA
HDX Centerline Mtd.		HDX Centerline Mtd.	S6	Desio, Italy
HED 2 Stage API 610		HED 2 Stage API 610	S6	Desio, Italy
HPX (API OH2) Proces		HPX (API OH2) Proces	S-6	Rio de Janeiro
WNC Barrel		HPXM Centerline Mtd.	S6	Santa Clara,
		WNC Barrel	S6	Desio, Italy

Assistant    Material    Packaging BU

NOTE : Assistants located on local drive    OK    Cancel    < Back    Next >

**Figura A1.7. Cuadro de selección de líneas de bombas.**

Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

Pump Type	Stg	RPM	% BEP	NPSH	Effy	Max hp	% Max Q	Price	Reason
8HDX18A	1	1180	88.6	2.6	78.3	66.10	101.4	91530	Dia Lim
8HPX12A	1	1770	88.9	3.3	78.0	69.60	101.3	29568	Dia Lim
8HPX12A	1	1770	79.8	3.6	76.7	72.10	98.7	29568	Hd/HdMax
8HPX19A	1	1160	79.8	1.8	76.3	76.10	97.1	34068	API - flow
8HPX12A-IND	1	1770	89.0	1.6	76.0	71.40	101.3	35867	Dia Lim
6HPX15B	1	1770	96.0	3.2	76.0	64.70	83.2	29597	
6HPX15C	1	1770	87.7	3.1	75.9	67.40	83.5	35096	
8HDX14A	1	1770	86.7	2.1	75.4	62.20	94.4	76820	
8HPX21A	1	1185	86.1	1.9	75.0	74.50	86.9	37153	
8HPX21A	1	1185	86.1	1.7	75.0	74.50	86.9	37153	
8HPX12A-IND	1	1770	79.8	1.9	74.8	73.90	98.7	35867	Hd/HdMax
8HPX19A-IND	1	1160	79.8	.9	74.4	78.10	97.1	41010	API - flow
8HPX15B	1	1770	61.5	3.2	74.0	73.60	81.6	32782	API - flow
8HPX15B	1	1770	61.5	3.5	74.0	73.60	81.6	32782	API - flow
8HPX15A	1	1770	88.4	3.6	73.9	64.90	85.9	29568	
6HPX21A	1	1185	116.4	2.7	73.2	62.60	94.4	36124	API - flow
6HPX21A	1	1185	116.4	1.9	73.2	62.60	94.4	34030	API - flow

**Figura AI.8. Cuadro de selección de bombas disponibles.**

Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

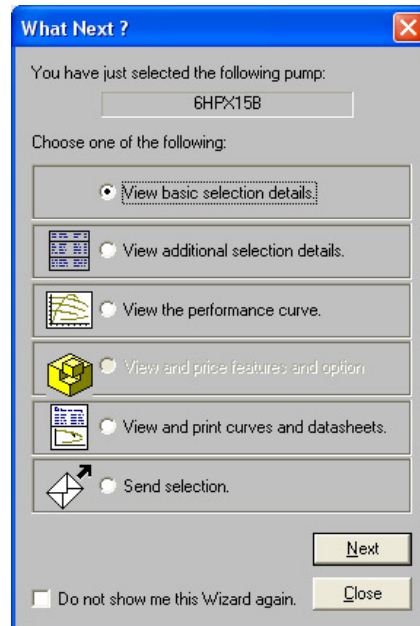
Como puede observarse en la figura AI.8, las posibles bombas a seleccionar se encuentran ordenadas según la eficiencia, donde la máxima eficiencia posible es de 78,3%, aunque la misma se encuentra en una bomba de selección negligente, la bomba seleccionada para el reemplazo fue la de mayor eficiencia entre las bombas de optimo funcionamiento, y a su vez es la bomba de menor precio entre las mismas.

Una vez escogida la bomba, el programa presenta una serie de opciones en las cuales se puede observar el costo de la bomba, las curvas de la misma, su hoja de datos, etc. La figura AI.9 muestra el cuadro de selección.

La opción “View basic selection detail” permite ver las características básicas de la selección, es decir, un resumen de la selección, en ésta se puede apreciar el costo de la bomba y las características del punto de trabajo. La figura AI.10 muestra el cuadro de las características básicas de la selección.

Como puede apreciarse en la figura AI.10, la bomba seleccionada es de una (1) etapa y de selección aceptable, la tabla AI.11 muestra el resultado de dicha selección.





**Figura AI.9. Cuadro de opciones de selección.**

Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

**9999-W0000 : G-2FCC**

Duty Conditions

Flow:	1400.0 USgpm	Liquid type:	Hydrocarbon	Service:	ACEITE PESADO DE CICLO
Head:	45.26 m	Temperature:	398.9 °C	Frequency:	60 Hz
NPSHa:	Ample m	Spec gravity:	0.825	Requested material:	S-6
Suct pressure:	263.4 kPa.g	Viscosity:	0.1 cP	Selected material:	S-6

Pump ref: 66    Type: 6HPX15B    Curve: 6HPX15B-1-1    Stages: 1

Performance

Hydraulic power:	43.3 hp	Casing/Bowl press.:	745 kPa.g	Max head:	56.7 m
Speed:	1770	(based on shut off @ cut dia)		Flow BEP:	1459.0 USgpm
Overall efficiency:	76.0 %	Allowed disch.:	3483 kPa.g	Flow as % BEP:	96.0 %
NPSHr:	3.2 m	Allowed suction:	4100 kPa.g	Cut/Max dia:	83.2 %
Rated power:	57.0 hp	Casing/Bowl hydro.:	6207 kPa.g	Head rise to SO:	25.4 %
Max power:	64.7 hp	Impeller diameters:		Hd cut/Hd max:	63.5 %
Motor rating:	75.0 hp / 55.9 kW	Rated:	317.0 mm		
Nss:	10940.0 US units	Maximum:	381.0 mm		
MCSF:	720.0 USgpm	Minimum:	304.8 mm	Selection:	ACCEPTABLE

Ref. price: US \$ 29697    Multiplier: 0.840    Ex rate: 1.48588    BU: Rio de Janeiro, Brazil

For Help, press F1

**Figura AI.10. Cuadro de características básicas de la selección.**

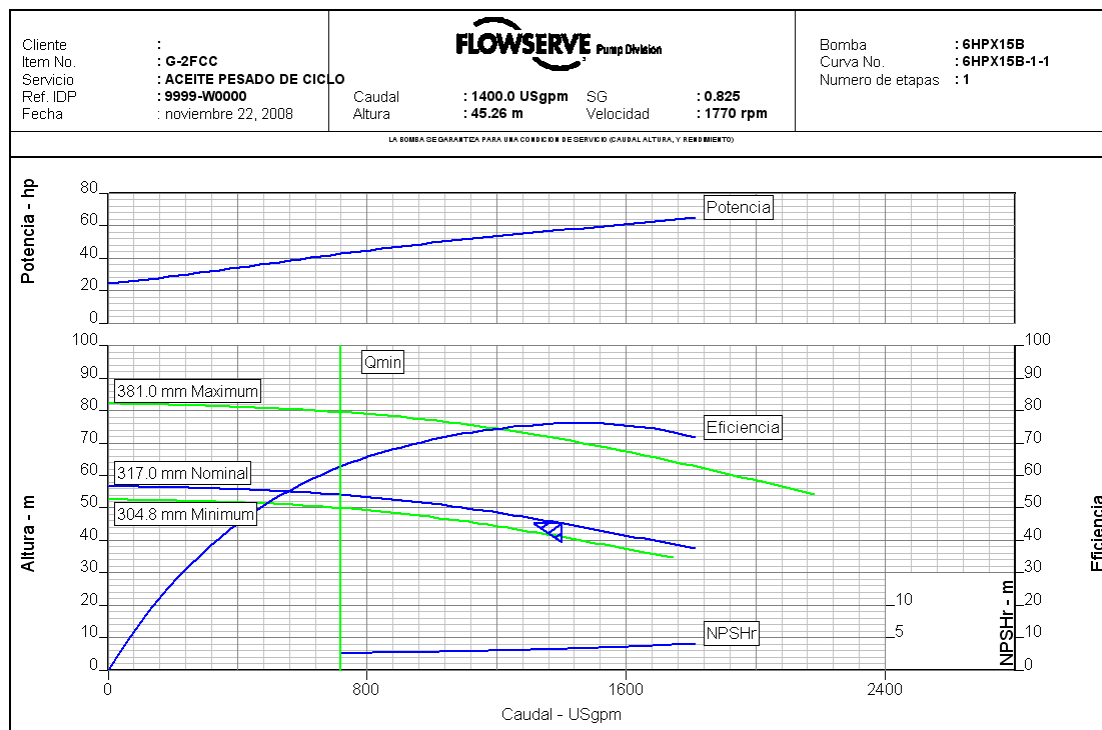
Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

**Tabla AI.11. Datos de la bomba seleccionada.**

Bomba Número	G-2FCC
Modelo	6HPX15B
Número de Etapas	1
Eficiencia	76,0 %
Precio	29.697 US\$
Selección	Aceptable

La opción “View and print curve and datasheet” permite ver la curva de la bomba seleccionada así como su hoja de datos. Las figuras AI.11, AI.12 y AI.13 muestran la curva de la bomba seleccionada y su hoja de datos respectiva.

Como puede apreciarse en la curva de la bomba, figura AI.11, el punto de trabajo se encuentra cercano al punto nominal de la bomba seleccionada, y el diámetro del rodete se encuentra por encima del diámetro mínimo, es decir, la bomba nueva representa una excelente selección, esto debido al incremento de eficiencia.

**Figura AI.11. Curvas de comportamiento de la bomba seleccionada.**

Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

La bomba nueva seleccionada proporcionó un incremento de eficiencia de 3 % (73 % la bomba instalada y 76 % la bomba nueva seleccionada), esto representa un aumento no muy significativo respecto a la eficiencia tomada de la carta de Wisllicenus (82,83 %), pero tomando en cuenta que esta eficiencia es ideal, y al observarse que la máxima eficiencia posible, al menos para la empresa FLOWSERVER, es de 78,3 % (ver figura AI.8.), dicha bomba posee un costo de tres (3) veces el de la bomba seleccionada, además de requerir modificaciones en el impulsor (excede el diámetro máximo del impulsor, ver figura AI.8.), por esta razón esta selección es aceptable.



### Hoja de datos

Cliente :	Pump / Stages :	6HPX15B	/ 1
Referencia del Cliente :	Curva No. :	6HPX15B-1-1	
Item No. : G-2FCC	Ref. IDP :	9999-W0000	
Servicio : ACEITE PESADO DE CICLO	Fecha :	noviembre 22, 2008	
Condiciones de servicio		Materiales / Specification	
Caudal : 1400.0 USgpm	Código de materiales : S-6		
Caudal (agua) (CQ=1.00) :-	Pump specification :		
Caudal normal :-	Otros requisitos		
Altura : 45.26 m	Construction : API-610 10th Edition		
Altura (agua) (CH=1.00) :-	Test tolerance : API-610 10th Edition		
NPSH disponible (NPSHa) : 3.9 m	Driver Sizing : Max Power(MCSF to EOC)with SF		
NPSHa menos margen NPSH :-	Funcionamiento con impulsor standard		
Maxima presion succion : 263.0 kPa.g	Tipo sello mecanico : Simple		
Liquido			
Liquido : Hydrocarbon			
Temperatura / SG : 299 °C / 0.825			
Solid Size - Actual / Limit :- / 0.99 mm			
Viscosidad / Vapor pressure : 0.1 cP / 334.00 kPa.a			
Datos de funcionamiento			
Potencia hidraulica : 43.3 hp	Diámetro impulsor		
Velocidad : 1770 rpm	Nominal	: 317.0 mm	
Eficiencia (CE=1.00) : 76.0 %	Maximum	: 381.0 mm	
	Minimum	: 304.8 mm	
NPSH requerido (NPSHr) : 3.2 m	Velocidad especifica succion		: 10940 US units
Potencia nominal : 57.0 hp	Caudal minimo continuo		: 720.0 USgpm
Potencia maxima : 64.7 hp	Maxima altura @ dia nominal		: 56.7 m
Potencia motor : 75.0 hp / 55.9 kW	Caudal de max. Eficiencia (BEP)		: 1459.0 USgpm
Presion de trabajo de carcasa : 744.3 kPa.g	Caudal nominal en % BEP		: 96.0 %
(based on shut off @ cut dia)	Eficiencia a caudal normal		:-
Maxima admisible : 3897.1 kPa.g	Relacion dia. imp. (nom/max)		: 83.2 %
Presion de trabajo de carcasa : 6207.1 kPa.g	Rel. alturas (caudal nulo/nom.)		: 25.4 %
Est. rated seal chamb. press. : 283.68 kPa.g	Rel. alturas (dia.max/nom.)		: 63.5 %

**Figura AI.12. Primera parte de la hoja de datos de la bomba seleccionada.**

Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.



## Hoja de datos

Cliente	:		Pump / Stages	:	6HPX15B	/	1
Referencia del Cliente	:		Curva No.	:	6HPX15B-1-1		
Item No.	:	G-2FCC	Ref. IDP	:	9999-W0000		
Servicio	:	ACEITE PESADO DE CICLO	Fecha	:	noviembre 22, 2008		
Construction					Driver Information		
Nozzles	Size	Rating	Face	Pos'n	Manufacturer	:-	
Suction	8 inch	-	RF	End	Power	: 75.0 hp / 55.9 kW	
Discharge	6 inch	-	RF	Top	Service factor (req'st / act)	: 1.00 / -	
Casing mounting	: Center-line				Speed	: 1800 rpm	
Casing split	: Radial				Orientation / Mounting	: Horizontal / -	
Impeller type	:-				Driver Type	:-	
Bearing Type (Rad/Thr)	: Ball / Ball				Frame-size / material	:- / -	
Bearing lubrication	:-				Enclosure	:-	
Rotation (view from cplg)	: CCW per Hyd. Institute				Hazardous area class	:-	
Materials					Explosion 'T' rating	:-	
Casing	: Carbon Steel				Volts / Phase / Hz	:- / 3 / 60	
Impeller	: 13% Chrome Steel				Amps-full load/locked rotor	:- / -	
Case wear ring	:-				Motor starting	: Direct on line (DOL)	
Impeller wear ring	:-				Insulation	:-	
Inducer	:-				Temperature rise	:-	
Shaft	:-				Motor mounted by	:-	
Sleeve	: See Mechanical Seal				Seal, Gland and Piping		
Baseplate, Coupling and Guard					Arrangement	: Single	
Baseplate type	:-				Size	:-	
Baseplate material	: Fabricated Steel				Manufacturer / Type	:- / -	
Coupling manufacturer	:-				Material code (Man'f/API)	:- / -	
Coupling size	:-				Internal neck bushing	:-	
Coupling / Shaft guard	:-				Gland material	:-	
Weights (Approx.)					Flush	: 3/4 inch NPT	
Bareshaft pump(nett)	:-				Vent	: None	
Baseplate(nett)	:-				Drain	: 1/2 inch NPT	
Driver(nett)	:-				Auxiliary sealing device	:-	
Shipping gross weight/vol.	:- / -				Seal flush plan	:-	
					Seal flush material	:-	
					Aux seal flush plan	:-	
					Aux seal flush material	:-	

**Figura AI.13. Segunda parte de la hoja de datos de la bomba seleccionada.**

Fuente: PROS+se FLOWSERVER Pump Division.

### 3.- ESTIMACIÓN DE LA FACTIBILIDAD ECONÓMICA DE LA BOMBA DE SUCCIÓN SIMPLE TAG G-2FCC.

La estimación de la factibilidad económica se realiza al comparar las equivalentes anuales del equipo instalado en la planta con un equipo nuevo de características similares. A continuación se muestran los datos necesarios para el cálculo del equivalente anual para la vida económica del equipo instalado.

- ✓  $Pv = 33.730,51 \text{ BsF}$  , precio de venta del equipo viejo para su vida actual
- ✓  $CF = 61.328,21 \text{ BsF}$  , precio de compra del equipo viejo para el año 0 de su vida
- ✓  $VR_{EI} = 6.132,82 \text{ BsF}$  , valor residual al final de la vida útil del equipo instalado( $BsF$ ). Por reciclaje se estimó en un 10% del valor original de dicho equipo.
- ✓  $i = 15 \%$  , valor que la empresa aceptó como conservador.
- ✓  $Cv = 3.373,51 \text{ BsF}$
- ✓  $g_{EI} = 1.226,56 \text{ BsF}$  , incremento anual de los costos operacionales debido al deterioro para el equipo instalado( $BsF$ ). Valor estimado en un 2 % del capital fijo, este porcentaje fue suministrado por la empresa.

Los costos por reparaciones o mantenimiento se estimaron en un 45% del precio de venta para el equipo instalado, ya que este es antiguo y que posee poca eficiencia. Los costos debido al consumo eléctrico representan el gasto por parte de la potencia eléctrica consumida por la bomba y se estima con la ecuación (2.101):

$$CE_{EI} = 49,19 \times 0,096 \times 8.760 = 41.373 \text{ BsF/año}$$

Para el cálculo de los costos operacionales se suman los costos por reparaciones o mantenimiento con los costos debido al consumo eléctrico como lo muestra en la ecuación AI.17.

$$Cop = CM + CE \quad (AI.17)$$

**Donde:**

- ✓  $CM =$  Consumo por mantenimiento ( $BsF/año$ ).

$$Cop = 68971 \text{ BsF/año}$$

A continuación se muestran los datos necesarios para el cálculo del equivalente anual para la vida económica del equipo nuevo.

- ✓  $P_c = 63.848,30 \text{ BsF}$ , precio de compra del equipo nuevo ( $\text{BsF}$ ).
- ✓  $C_c = 6.384 \text{ BsF}$ , costo de fletes y costo de instalación del equipo nuevo ( $\text{BsF}$ ).  
Estimado en un 10% del valor de la compra.
- ✓  $VR_{EN} = 63.848,60 \text{ BsF}$
- ✓  $g_{EN} = 1.276,97 \text{ BsF}$

El valor de la inversión inicial realizada se compone del precio de la compra del equipo nuevo así como el costo de la compra de dicho equipo, y se obtiene con la ecuación AI.18.

$$II = P_c + C_c \quad (\text{AI.18})$$

**Donde:**

- ✓  $II$  = Es la inversión inicial para poner en marcha el nuevo equipo ( $\text{BsF}$ ).

$$II = 70.233,40 \text{ BsF}$$

Para el equipo nuevo, los costos por reparaciones o mantenimiento se estimaron en un 15% de su valor. Los costos debido al consumo eléctrico representan el gasto por parte de la potencia eléctrica consumida por la bomba y se estima con la ecuación (2.101):

$$CE_{EN} = 47,36 \times 0,096 \times 8.760 = 39.828 \text{ BsF/año}$$

Para el cálculo de los costos operacionales se utiliza la ecuación AI.14:

$$C_{op} = 49.406 \text{ BsF/año}$$

En la tabla AI.12 se muestran los factores de capitalización y actualización que permiten determinar valores equivalentes anuales para varios periodos.

**Tabla AI.12. Factores de capitalización y actualización para  $i=15\%$ .**

<b>N</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>
<b>R/P (i,n)</b>	0,24036	0,22285	0,20957	0,17911	0,17469	0,17102
<b>R/S (i,n)</b>	0,09036	0,07285	0,05957	0,02911	0,02469	0,02102
<b>R/G (i,n)</b>	2,4498	2,7813	3,0922	4,1437	4,3623	4,5649

Fuente: "Evaluación de Proyectos de Inversión" de Alvarado, Luz Giugni:

El equivalente anual de un equipo para un interés del 15 % se calcula de la siguiente manera:

Para el equipo instalado se utiliza la ecuación (2.104) y para el equipo nuevo se utiliza la ecuación (2.105).

En la tabla AI.13 se muestran los valores de las equivalentes anuales del equipo nuevo y el equipo instalado para varios periodos de tiempo.

**Tabla AI.13. Tabla comparativa  $EA_{EI}(i)$  y  $EA_{EN}(i)$ .**

<b>n</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>13</b>	<b>14</b>	<b>15</b>
$EA_{EI}(i)(BsF)$	78.718	78.701	78.761	79.312	79.473	79.312
$EA_{EN}(i)(BsF)$	68.839	68.144	67.693	67.091	67.088	67.091

La Tabla AI.14 muestra claramente que la vida económica (periodo para el cual se tiene el menor equivalente anual) del equipo instalado es de ocho (8) años, mientras que el equipo nuevo presentó una vida económica de catorce (14) años, estos serán los equivalentes anuales que se van a comparar.

**Tabla AI.14. Tabla comparativa  $EA_{EI}(i)^*$  y  $EA_{EN}(i)^*$  para  $n^*$ .**

	<b><math>n^*</math></b>	<b><math>BsF</math></b>
$EA_{EI}(i)^*$	8	78.700,92
$EA_{EN}(i)^*$	14	67.087,99

Como  $EA_{EI}(i)^* > EA_{EN}(i)^*$  se concluye que el reemplazo es reentable económicamente, ya que existe un ahorro de 11.612,93  $BsF$  anuales durante los 8 años restantes de la vida económica del equipo instalado, luego de dicho tiempo el ahorro será mayor.

## ANEXO A

**Tabla AA.1. Constante de Neuber Para aceros**

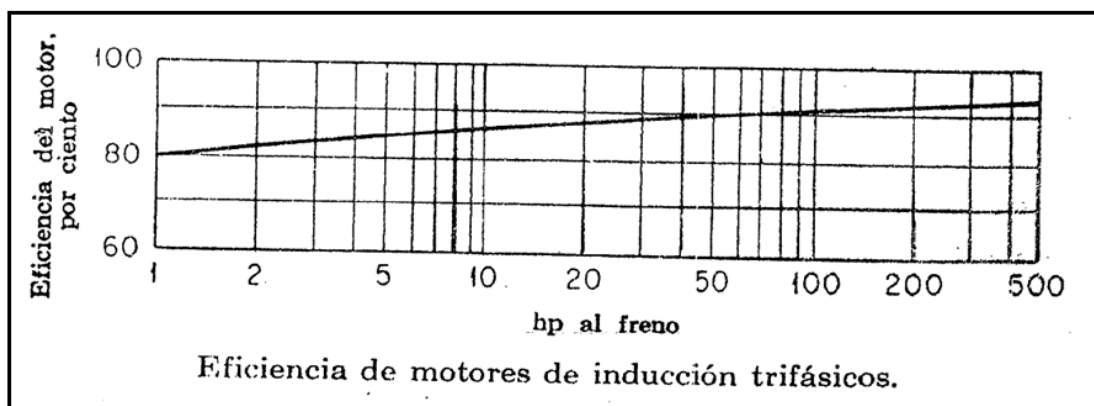
Constante de Neuber Para aceros			
$S_{ut}$ (ksi)	$\sqrt{a}$ (in <sup>0.5</sup> )	$S_{ut}$ (ksi)	$\sqrt{a}$ (in <sup>0.5</sup> )
50	0,130	120	0,049
55	0,118	130	0,044
60	0,108	140	0,039
70	0,093	160	0,031
80	0,080	180	0,024
90	0,070	200	0,018
100	0,062	220	0,013
110	0,055	240	0,009

Fuente: Robert L. Norton, 1999.

**Tabla AA.2. Factores “A” y “b” para la ecuación del coeficiente de superficie.**

Acabado superficial	Factores “A” y “b” para la ecuación del coeficiente de superficie			
	MPa		kpsi	
	A	b	A	b
Rectificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Maquinado o estirado en frío	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Rolado en Caliente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

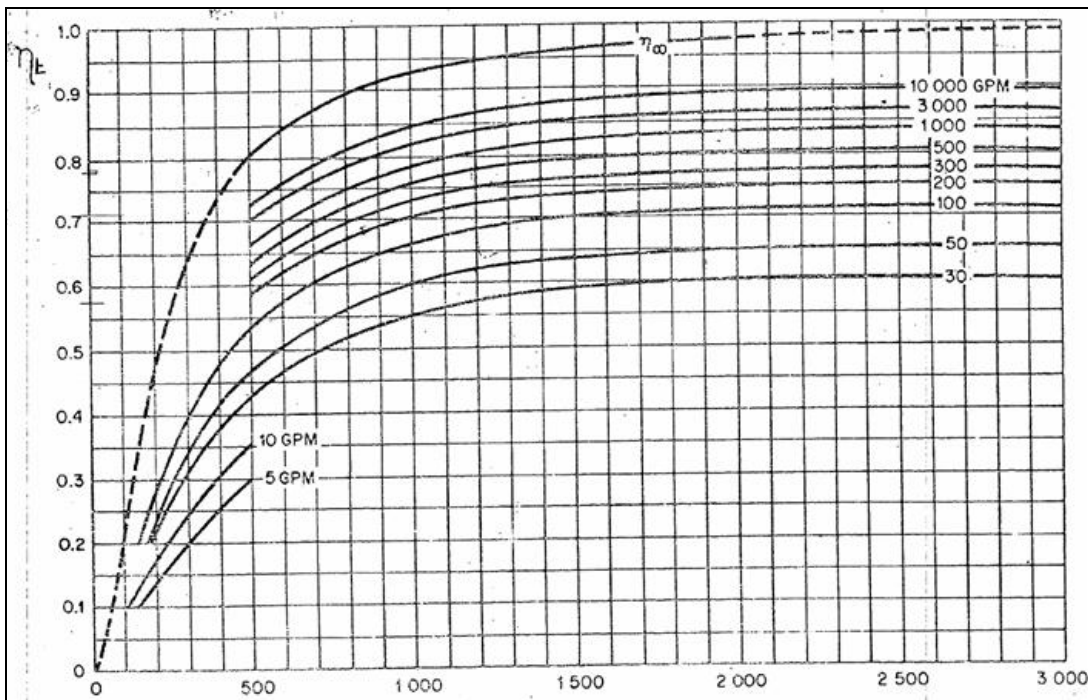
Fuente: Robert L. Norton, 1999.



**Figura. AA.1. Eficiencia del motor eléctrico.**

Fuente: Nasinvenni





**Figura AA.2. Carta actualizada de Wislicenus.**

Fuente: Morales, C.

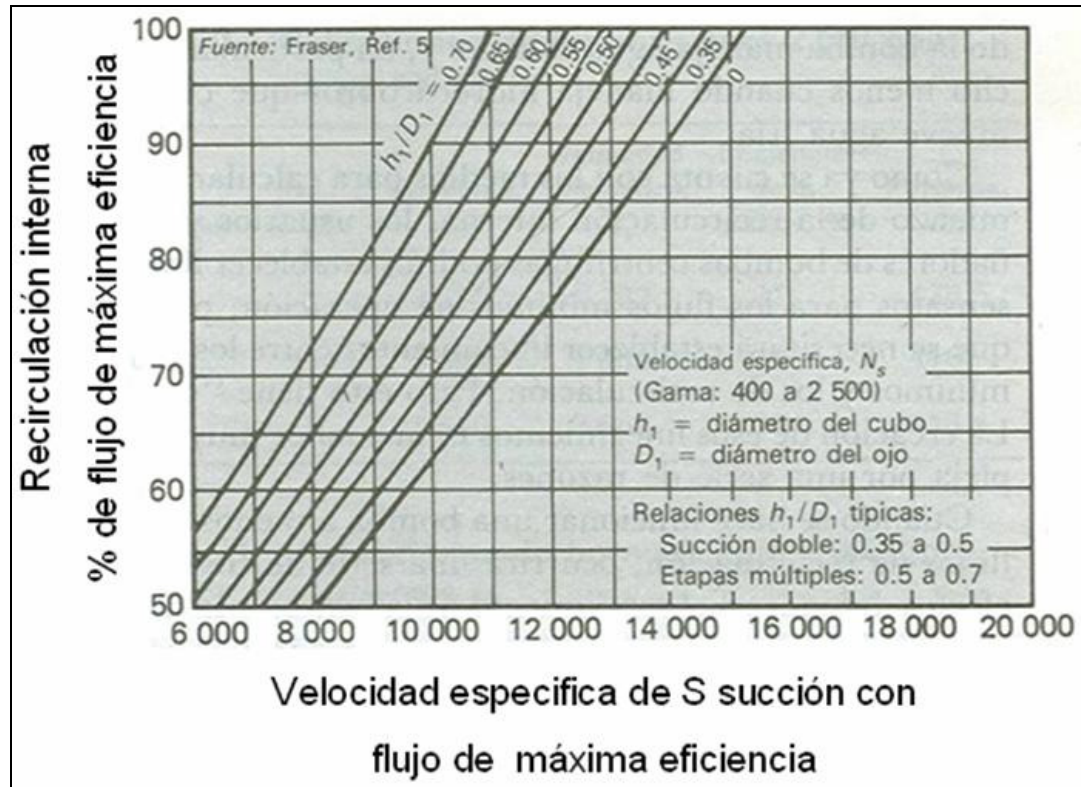


Figura AA.3. Porcentaje del caudal nominal para el cual comienza la recirculación.  
Fuente: Laya, A.

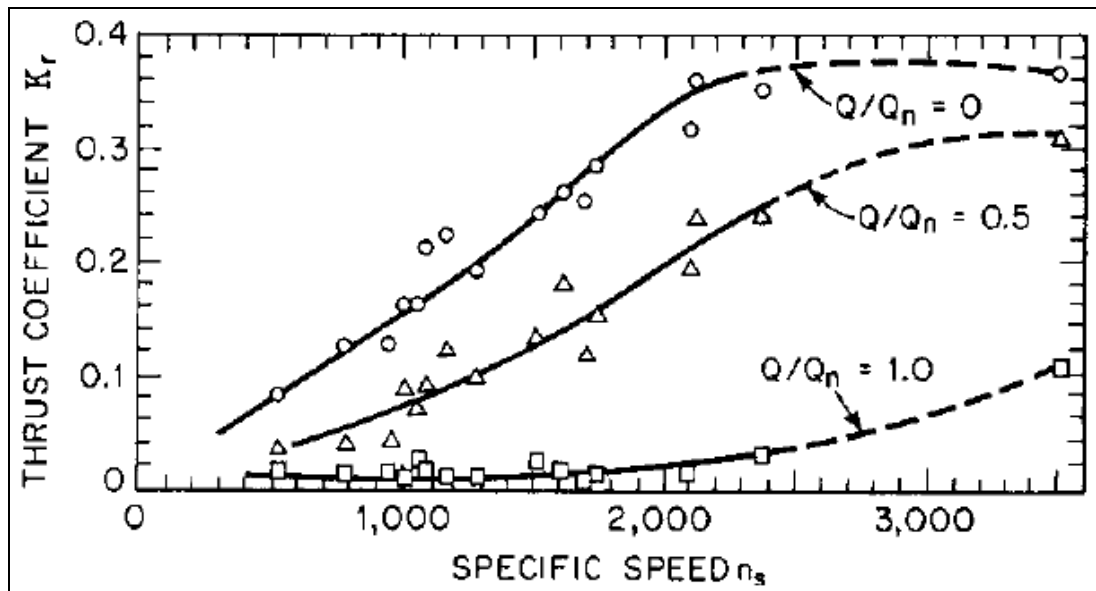
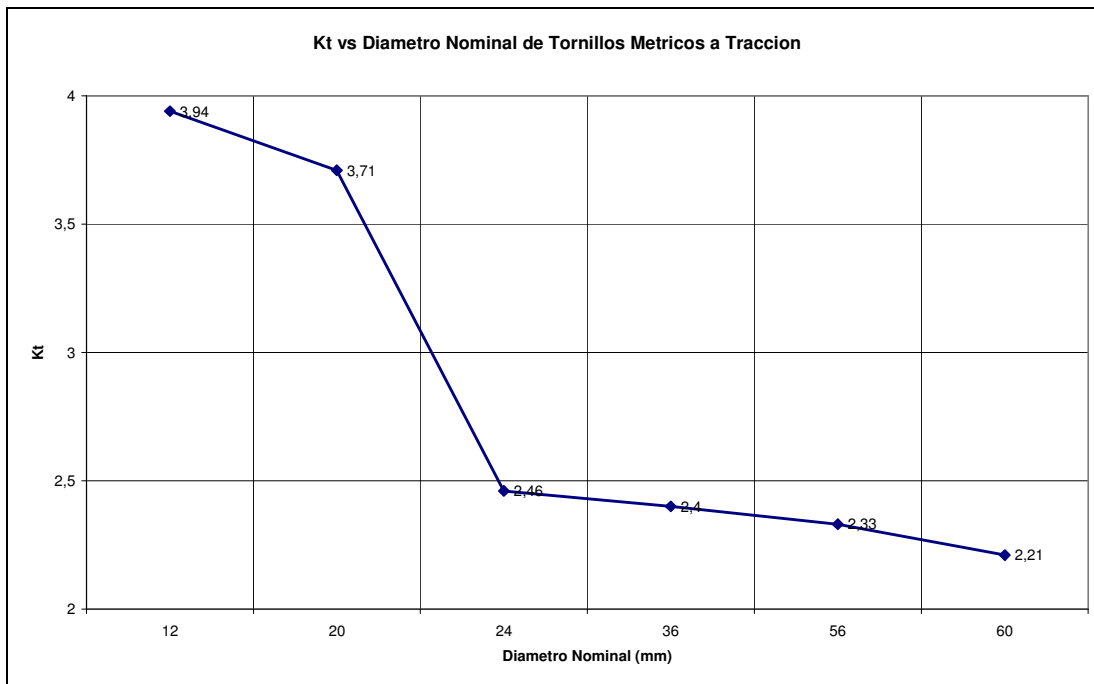
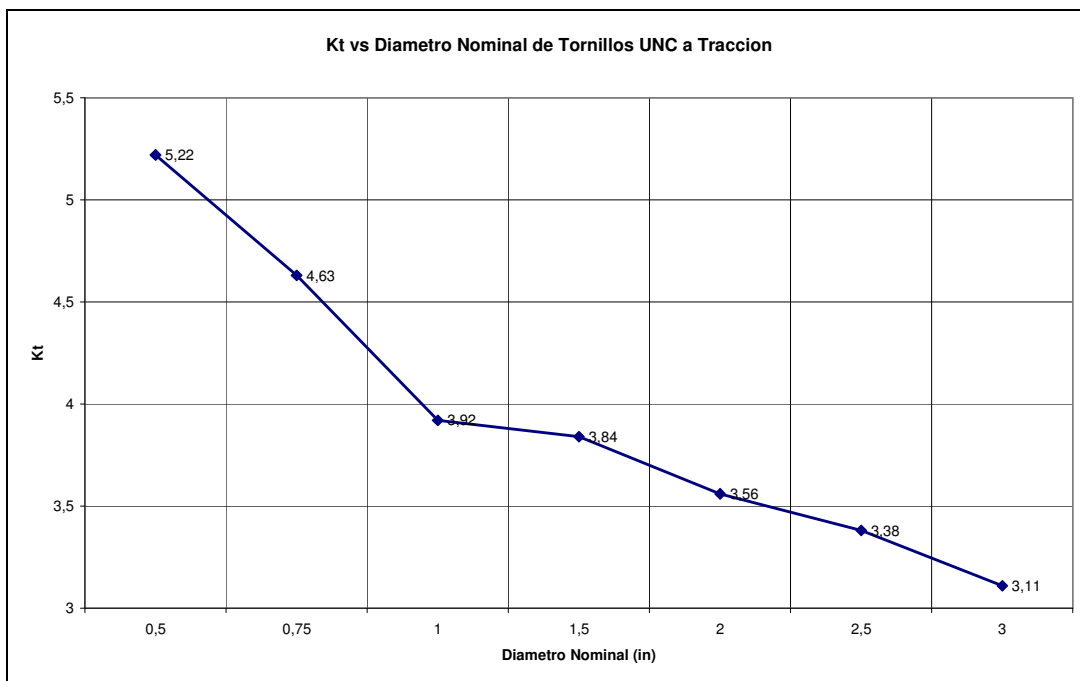


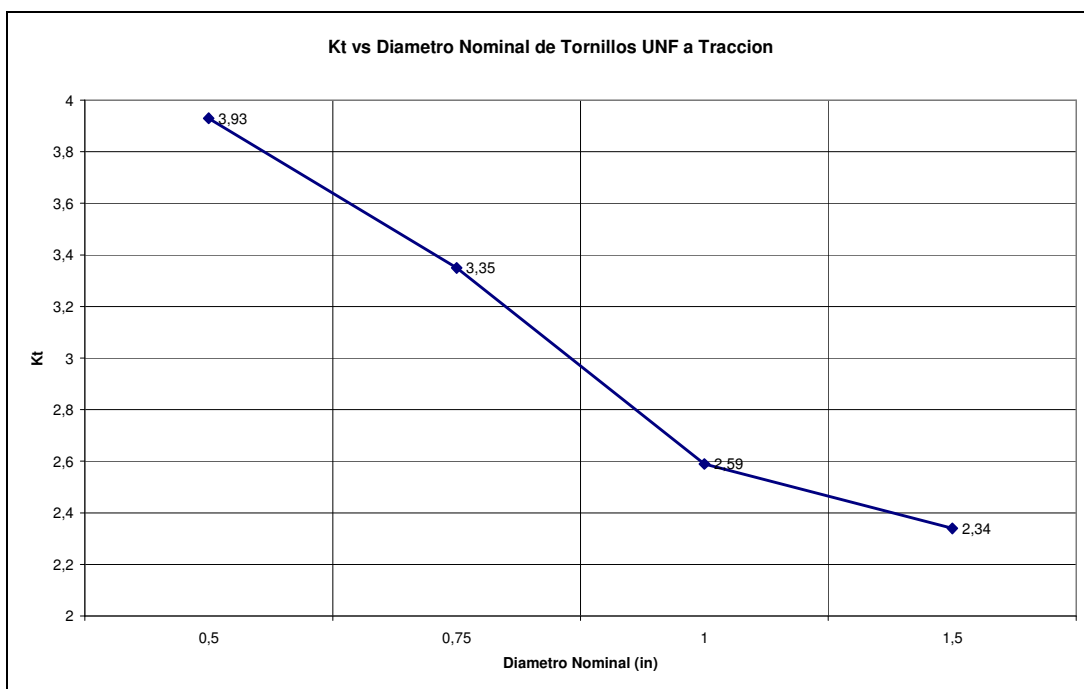
Figura AA.4. Magnitud del coeficiente experimental en función de la velocidad específica y la relación de caudales.  
Fuente: Karassik, I.



**Figura. AA.5. Kt para tornillos métricos sometido a tracción**  
 Fuente: Peña, E.



**Figura. AA.6. Kt para tornillos UNC sometido a tracción**  
 Fuente: Peña, E.



**Figura. AA.7. Kt para tornillos UNF sometido a tracción**

Fuente: Peña, E.

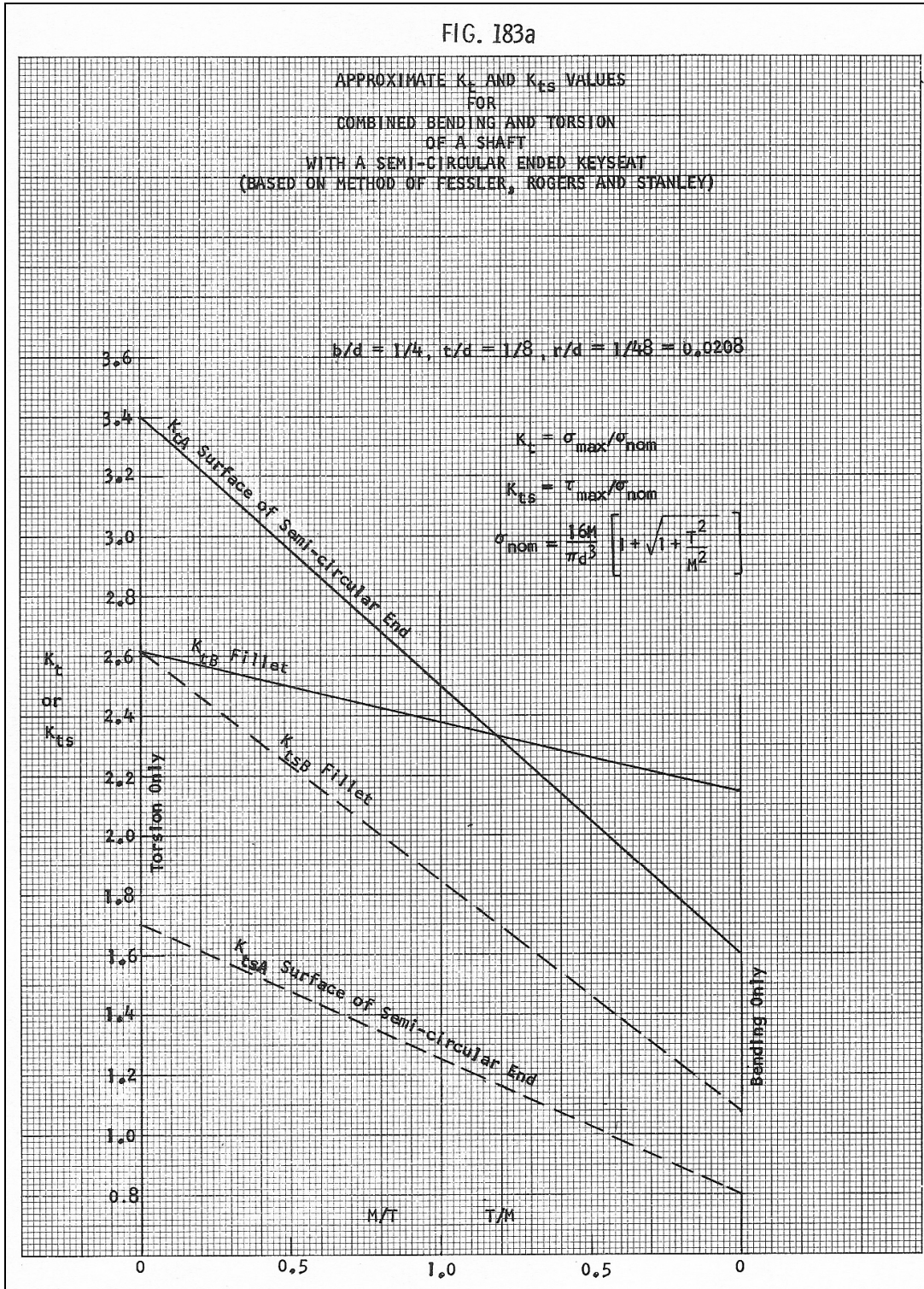


Figura. AA.8.  $K_t$  para chaveteros sometidos a flexión

Fuente: R. E. Peterson

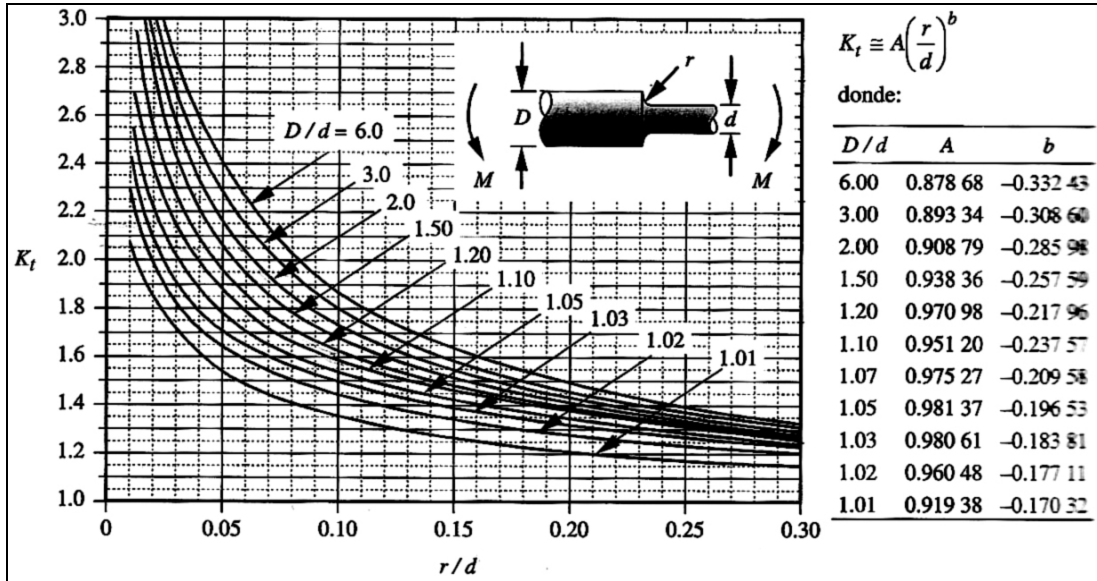


Figura. AA.9.  $K_t$  para reducción de diámetro sometida a flexión.

Fuente: Robert L. Norton, 1999.

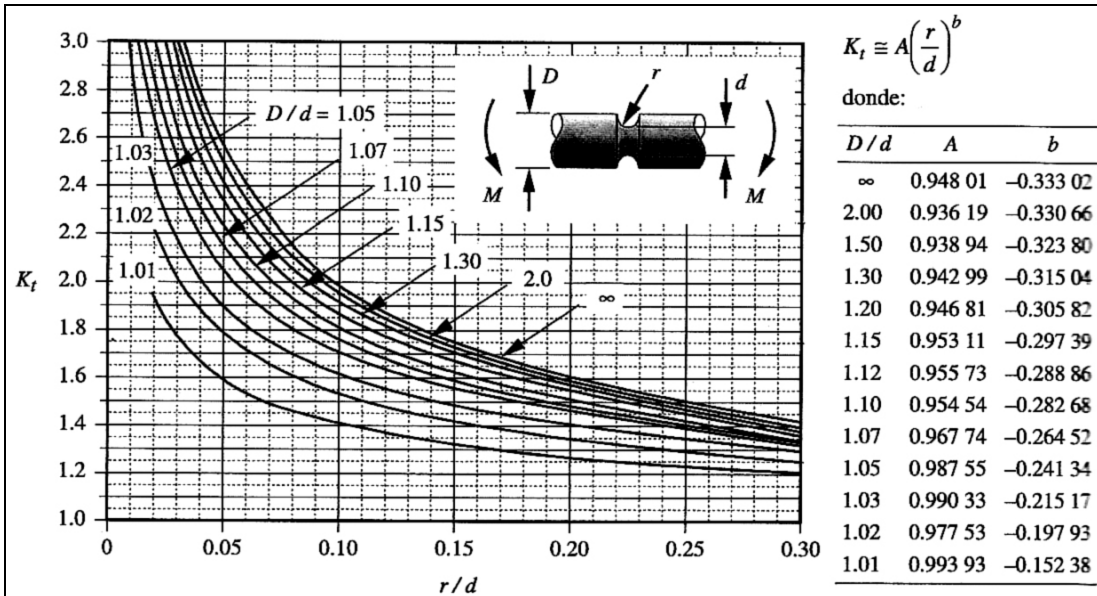
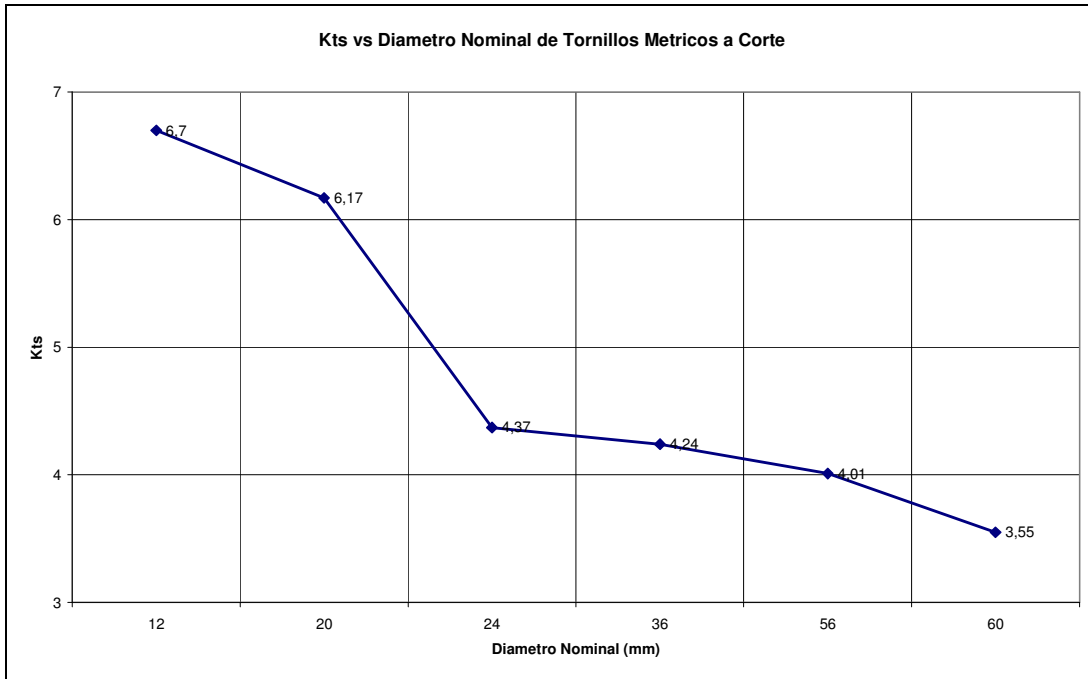
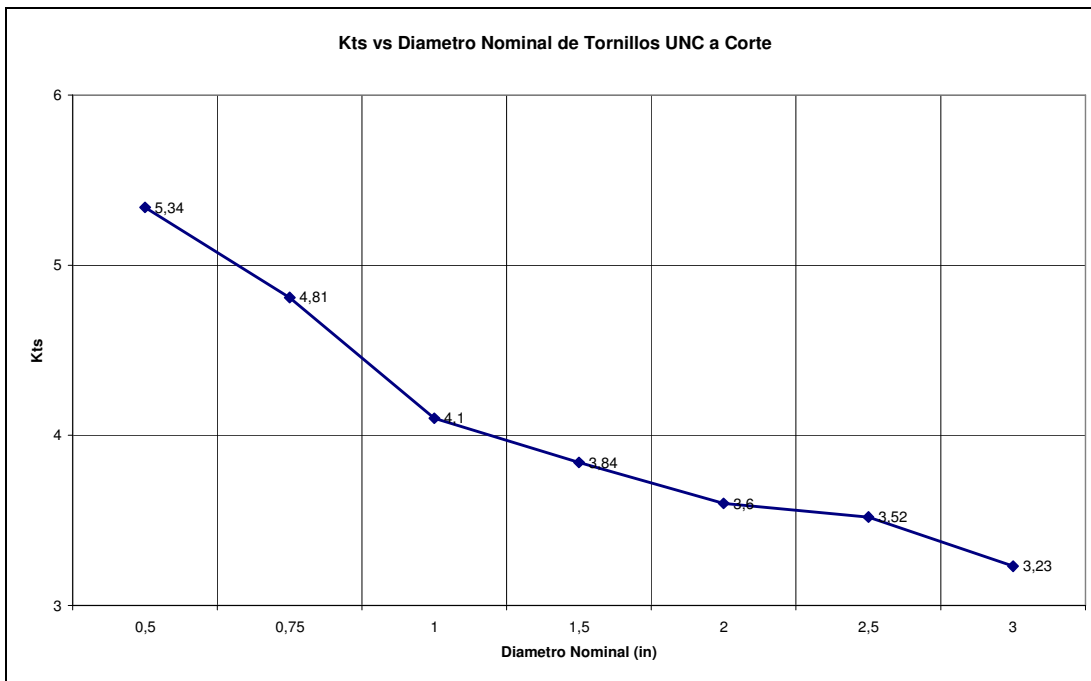


Figura. AA.10.  $K_t$  para ranuras sometidas a flexión.

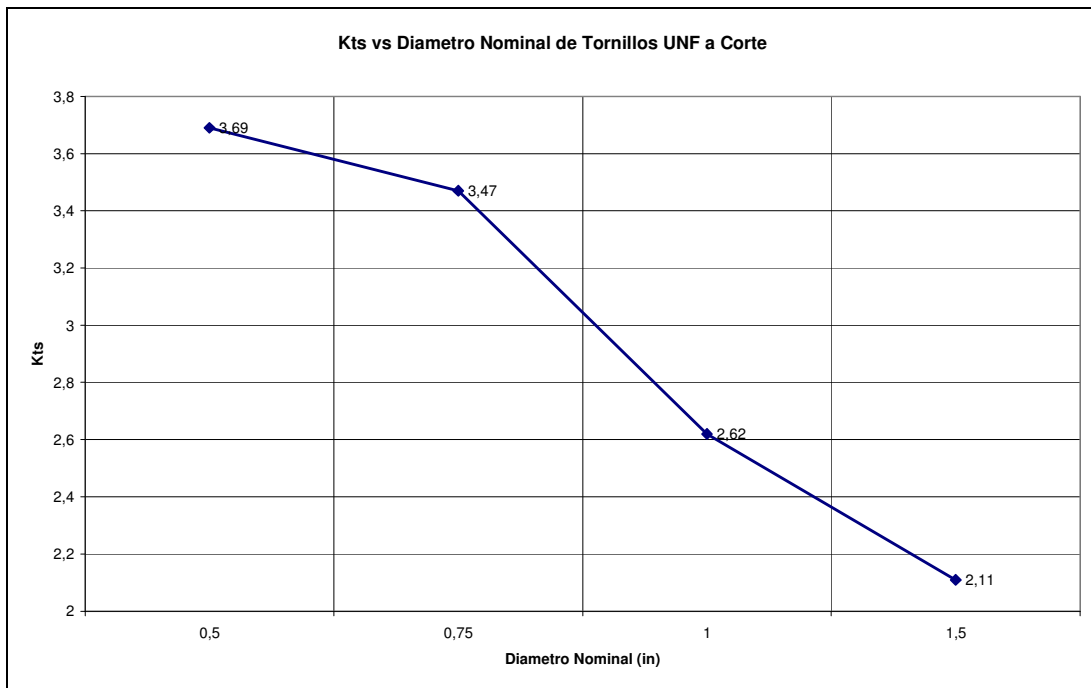
Fuente: Robert L. Norton, 1999.



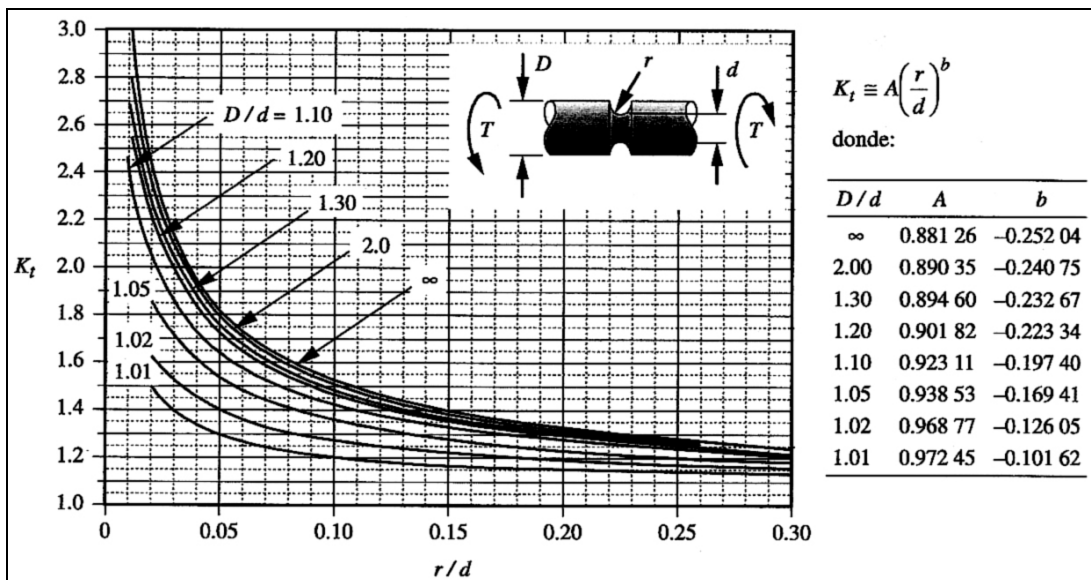
**Figura. AA.11. Kt para tornillos métricos sometido a corte.**  
Fuente: Peña, E.



**Figura. AA.12. Kt para tornillos UNC sometido a corte.**  
Fuente: Peña, E.

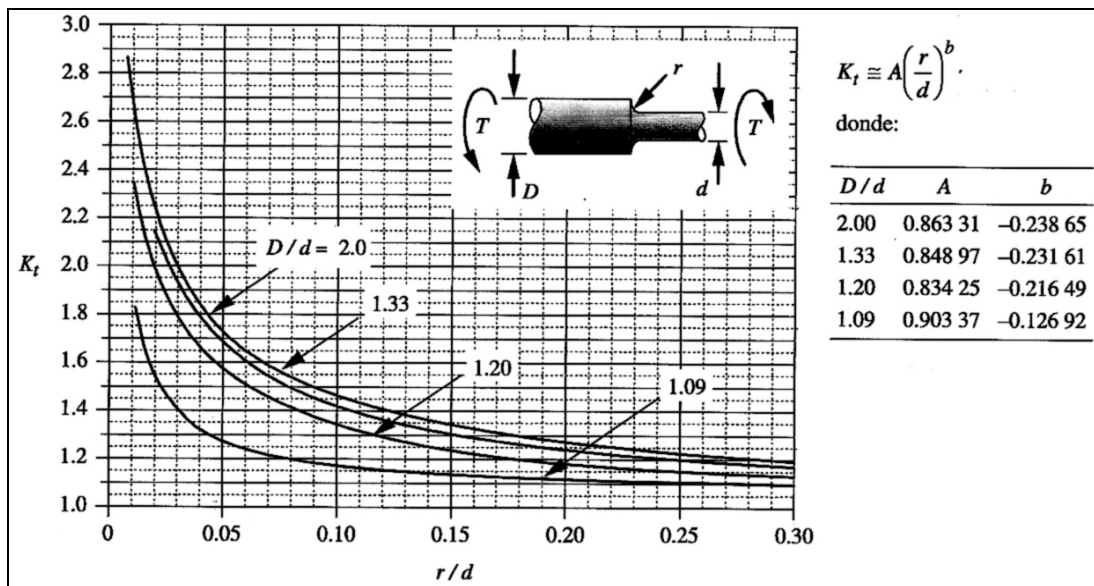


**Figura. AA.13. Kt para tornillos UNF sometido a corte.**  
Fuente: Peña, E.



**Figura. AA.14. Kt para reducción de diámetro sometida a corte.**  
Fuente: Robert L. Norton, 1999.





**Figura. AA.15.  $K_t$  para ranuras sometidas a corte.**

Fuente: Robert L. Norton, 1999.

$i = 15\%$

Factores de interés al 15% correspondientes a períodos compuestos discretos

n	PAGO SIMPLE		SERIE UNIFORME				Factor de serie aritmética	n
	Factor de capitalización	Factor de actualización	Factor de recuperación de capital	Factor de actualización	Factor del fondo de amortización	Factor de capitalización		
	(S/Pi,n)	(P/Si,n)	(R/Pi,n)	(P/Ri,n)	(R/Si,n)	(S/Ri,n)		
1	1.1500	.86957	1.1500	.8696	1.0000	1.000	.0000	1
2	1.3225	.75614	.61512	1.6257	.46512	2.1499	.4651	2
3	1.5208	.65752	.43798	2.2832	.28798	3.4724	.9071	3
4	1.7490	.57175	.35027	2.8549	.20027	4.9933	1.3262	4
5	2.0113	.49718	.29832	3.3521	.14832	6.7423	1.7227	5
6	2.3130	.43233	.26424	3.7844	.11424	8.7536	2.0971	6
7	2.6600	.37594	.24036	4.1604	.09036	11.066	2.4498	7
8	3.0590	.32690	.22285	4.4873	.07285	13.726	2.7813	8
9	3.5178	.28426	.20957	4.7715	.05957	16.785	3.0922	9
10	4.0455	.24719	.19925	5.0187	.04925	20.303	3.3831	10
11	4.6523	.21494	.19107	5.2337	.04107	24.349	3.6549	11
12	5.3502	.18691	.18448	5.4206	.03448	29.001	3.9081	12
13	6.1527	.16253	.17911	5.5831	.02911	34.351	4.1437	13
14	7.0756	.14133	.17469	5.7244	.02469	40.504	4.3623	14
15	8.1369	.12290	.17102	5.8473	.02102	47.579	4.5649	15
16	9.3575	.10687	.16795	5.9542	.01795	55.716	4.7522	16
17	10.761	.09293	.16537	6.0471	.01537	65.074	4.9250	17
18	12.375	.08081	.16319	6.1279	.01319	75.835	5.0842	18
19	14.231	.07027	.16134	6.1982	.01134	88.210	5.2307	19
20	16.366	.06110	.15976	6.2593	.00976	102.44	5.3651	20
21	18.821	.05313	.15842	6.3124	.00842	118.80	5.4883	21
22	21.644	.04620	.15727	6.3586	.00727	137.62	5.6010	22
23	24.891	.04018	.15628	6.3988	.00628	159.27	5.7039	23
24	28.624	.03493	.15543	6.4337	.00543	184.16	5.7978	24
25	32.918	.03038	.15470	6.4641	.00470	212.78	5.8834	25
26	37.856	.02642	.15407	6.4905	.00407	245.70	5.9612	26
27	43.534	.02297	.15353	6.5135	.00353	283.56	6.0318	27
28	50.064	.01997	.15306	6.5335	.00306	327.09	6.0959	28
29	57.574	.01737	.15265	6.5508	.00265	377.16	6.1540	29
30	66.210	.01510	.15230	6.5659	.00230	434.73	6.2066	30
31	76.141	.01313	.15200	6.5791	.00200	500.94	6.2541	31
32	87.563	.01142	.15173	6.5905	.00173	577.08	6.2970	32
33	100.69	.00993	.15150	6.6004	.00150	664.65	6.3356	33
34	115.80	.00864	.15131	6.6091	.00131	765.34	6.3705	34
35	133.17	.00751	.15113	6.6166	.00113	881.14	6.4018	35
40	267.85	.00373	.15056	6.6417	.00056	1779.0	6.5167	40
45	538.75	.00186	.15028	6.6543	.00028	3585.0	6.5829	45
50	1083.6	.00092	.15014	6.6605	.00014	7217.4	6.8204	50

Figura. AA.16. Factores de Capitalización.

Fuente: Luz Giugni.