



Universidad de San Carlos de Guatemala
Facultad de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica

**ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE BOMBEO DE AGUA DE VELOCIDAD Y/O FLUJO
VARIABLE EN COMPARACIÓN DE LOS SISTEMAS DE VELOCIDAD CONSTANTE**

Luis Eduardo Contreras González

Asesorado por el Ing. Erick Augusto de León Montenegro

Guatemala, octubre de 2013

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE BOMBEO DE AGUA DE VELOCIDAD Y/O FLUJO
VARIABLE EN COMPARACIÓN DE LOS SISTEMAS DE VELOCIDAD CONSTANTE**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A LA JUNTA DIRECTIVA DE LA
FACULTAD DE INGENIERÍA

POR

LUIS EDUARDO CONTRERAS GONZÁLEZ

ASESORADO POR EL ING. ERICK AUGUSTO DE LEÓN MONTENEGRO

AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

GUATEMALA, OCTUBRE DE 2013

UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
FACULTAD DE INGENIERÍA



NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
VOCAL I	Ing. Alfredo Enrique Beber Aceituno
VOCAL II	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco
VOCAL III	Inga. Elvia Miriam Ruballos Samayoa
VOCAL IV	Br. Walter Rafael Véliz Muñoz
VOCAL V	Br. Sergio Alejandro Donis Soto
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO

DECANO	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
EXAMINADOR	Ing. Armando Alonso Rivera Carrillo
EXAMINADOR	Ing. José Guillermo Bedoya Ramos
EXAMINADOR	Ing. Carlos Aníbal Chicojay Coloma
SECRETARIO	Ing. Hugo Humberto Rivera Pérez

HONORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR

En cumplimiento con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE BOMBEO DE AGUA DE VELOCIDAD Y/O FLUJO VARIABLE EN COMPARACIÓN DE LOS SISTEMAS DE VELOCIDAD CONSTANTE

Tema que me fuera asignado por la Dirección de Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, con fecha 25 de octubre de 2012.



Luis Eduardo Contreras González

Ciudad de Guatemala, 16 de agosto de 2013

Ingeniero

Guillermo Antonio Puente Romero

Director de Escuela Mecánica Eléctrica

Universidad de San Carlos de Guatemala

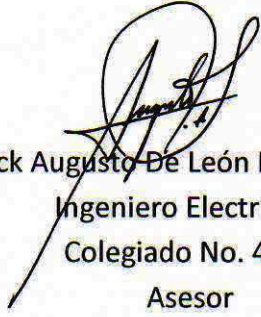
Estimado Ingeniero Puente:

Reciba un atento y cordial saludo, de acuerdo con la designación de mi persona en asesorar el trabajo de graduación desarrollado por el estudiante Luis Eduardo Contreras González, carne No. 199312008, titulado **ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE BOMBEO DE AGUA DE VELOCIDAD Y/O FLUJO VARIABLE EN COMPARACIÓN DE LOS SISTEMAS DE VELOCIDAD CONSTANTE**; encontrándolo satisfactorio en su contenido y elaboración, en función de los parámetros de evaluación establecidos, por medio de la presente me permito dar la aprobación y recomendación del mismo, remitiéndolo a la Escuela de Mecánica Eléctrica de la Facultad de Ingeniería, con el fin de darle el trámite correspondiente.

Agradeciendo la atención a la presente, me es grato suscribirme.

Sin otro particular,

Atentamente,


Erick Augusto De León Montenegro
Ingeniero Electricista
Colegiado No. 4560
Asesor

ERICK DE LEÓN MONTENEGRO
INGENIERO ELECTRICISTA
COLEGIADO 4560



Ref. EIME 69. 2013
Guatemala, 02 de OCTUBRE 2013.

Señor Director
Ing. Guillermo Antonio Puente Romero
Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica
Facultad de Ingeniería, USAC.

Señor Director:

**Me permito dar aprobación al trabajo de Graduación titulado:
ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE BOMBEO DE AGUA DE
VELOCIDAD Y/O FLUJO VARIABLE EN COMPARACIÓN DE
LOS SISTEMAS DE VELOCIDAD CONSTANTE, del estudiante
Luis Eduardo Contreras González que cumple con los requisitos
establecidos para tal fin.**

Sin otro particular, aprovecho la oportunidad para saludarle.

Atentamente,
ID Y ENSEÑAD A TODOS


Ing. Romeo Neftali López Orozco
Coordinador Área Electrotécnica



S/O



REF. EIME 69. 2013.

El Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, después de conocer el dictamen del Asesor, con el Visto Bueno del Coordinador de Área, al trabajo de Graduación del estudiante; LUIS EDUARDO CONTRERAS GONZÁLEZ titulado: ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE BOMBEO DE AGUA DE VELOCIDAD Y/O FLUJO VARIABLE EN COMPARACIÓN DE LOS SISTEMAS DE VELOCIDAD CONSTANTE, procede a la autorización del mismo.


Ing. Guillermo Antonio Puente Romero



GUATEMALA, 10 DE OCTUBRE 2013.

Universidad de San Carlos
de Guatemala



Facultad de Ingeniería
Decanato

DTG. 741.2013

El Decano de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos de Guatemala, luego de conocer la aprobación por parte del Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, al Trabajo de Graduación titulado: **ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE BOMBEO DE AGUA DE VELOCIDAD Y/O FLUJO VARIABLE EN COMPARACIÓN DE LOS SISTEMAS DE VELOCIDAD CONSTANTE**, presentado por el estudiante universitario **Luis Eduardo Contreras González**, autoriza la impresión del mismo.

IMPRÍMASE:



Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
Decano

Guatemala, 23 de octubre de 2013

/gdech



ACTO QUE DEDICO A:

Dios	Por llenarme de sabiduría, ser mi guía y mi aliento y por bendecirme todos los días de mi vida.
Mi madre	Irma Yolanda González, ejemplo de perseverancia, sacrificio y éxitos, por ser mi ángel consejera, por tu inmenso amor, entrega y apoyo para llegar a este momento.
Mi hermana	Jacqueline Sarai Ochoa, por brindarme su cariño, confianza y apoyo.
Mis hijos	David, Axl y Brandon Contreras, por su amor comprensión y paciencia.
Mis sobrinos	Jeffry, Jenner y Luis Roberto Santiago Ochoa, por su amor y respeto.
Mis abuelos	Florencia Álvarez y Jorge González (q.d.e.p.), por ser ejemplo de lucha y perseverancia. Gracias por estar siempre para mí.
Mis familiares	Tías, tíos y primos, por su apoyo moral, gracias.
A todos	Gracias por formar parte de mi vida.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	VII
LISTA DE SÍMBOLOS	XIII
GLOSARIO	XV
RESUMEN	XIX
OBJETIVOS.....	XXI
INTRODUCCIÓN	XXIII
1. ANTECEDENTES GENERALES	1
1.1. Tipos y aplicaciones de bombas	1
1.1.1. Bombas reciprocantes	2
1.1.2. Curvas características de las bombas reciprocantes	3
1.1.3. Capacidad.....	4
1.1.4. Presión de descarga.....	5
1.1.5. Eficiencias de la bomba	7
1.2. Bombas geoméricamente similares	7
1.3. Tipos de pérdidas de las bombas	8
1.3.1. Cavitación.....	11
2. PRUEBAS Y MEDICIONES	13
2.1. Selección adecuada de una bomba.....	13
2.2. Cálculo de condicionantes de operación	13
2.2.1. Cálculo de carga estática total.....	13
2.2.2. Cálculo de pérdidas en la succión	14
2.2.3. Cálculo de la caída de presión.....	14

2.2.4.	Cálculo de pérdida en la descarga.....	15
2.3.	Clasificación de las bombas	16
2.3.1.	Bombas verticales tipo turbina	16
2.3.2.	Bombas sumergibles.....	16
2.3.3.	Bombas de pozo profundo	16
2.4.	Datos requeridos para la especificación y muestreo	17
2.4.1.	Pruebas y requerimientos en laboratorio.....	17
2.4.1.1.	Requerimientos para la prueba.....	17
2.4.2.	Requerimientos para la prueba en campo	18
2.4.2.1.	Equipo de medición de los niveles de bombeo y presión de descarga.....	19
2.4.2.2.	Instrumentación para la medición del gasto	19
2.4.3.	Condiciones para la prueba	20
2.4.3.1.	Medición de parámetros	21
2.4.3.2.	Medición de flujo.....	21
2.4.3.3.	Medición de la carga.....	22
2.4.3.4.	Instrumentos de medición para la presión	22
2.4.3.5.	Medición de los niveles de bombeo y presión de descarga.	22
3.	SISTEMAS DE BOMBEO	23
3.1.	Bombeo de velocidad constante y sus deficiencias	23
3.2.	Sistema de bombeo de velocidad constante: consumo de potencia, desarrollo y evaluación de costos de operación	27
3.3.	Sistema de bombeo de velocidad variable: ahorros potenciales	34

3.4.	Tipos de sistema de bombeo y la manera en que estos afectan los ahorros potenciales del bombeo de velocidad variable	35
3.4.1.	Sistemas de bombeo de volumen variable	40
3.4.2.	Sistema de bombeo de dos bombas a velocidad constante en paralelo: ahorros potenciales	40
3.4.3.	Sistema de bombeo de bombas de velocidad constante y velocidad variable en paralelo: ahorros potenciales	42
3.4.4.	Sistema con bombas de velocidad constante en paralelo: consumo de potencia, desarrollo y evaluación de costos de operación.....	43
3.4.5.	Sistema de bombeo de una sola bomba de velocidad variable: consumo de potencia, desarrollo y evaluación de costos de operación	48
3.5.	Curvas del sistema a distintas eficiencias y curva de control.....	54
3.6.	Ahorros de operación de sistemas de bombeo de velocidad variable afectados por las variables de aplicación	59
3.6.1.	Balance de flujo a cargas altas.....	59
3.7.	Mayor diferencia entre los sistemas de retorno directo y retorno inverso en términos de la aplicación de la bomba de velocidad variable	60
3.8.	Ubicación de los sensores de control de presión diferencial y balance a cargas altas en sistemas de retorno inverso	60
3.8.1.	Ubicación de los sensores de control de presión diferencial y el balance de flujo a cargas altas en un sistema de tubería de retorno directo	63

3.8.2.	Uso incorrecto de los sensores de control de presión diferencial	67
3.9.	Análisis de rentabilidad sistema de bombeo de velocidad constante con una sola bomba y sistema con válvulas de dos vías	69
4.	SISTEMAS ABIERTOS Y CERRADOS	73
4.1.	Sistemas abiertos	73
4.2.	Sistemas cerrados	75
4.2.1.	Cálculo de caída de presión en tuberías de agua en sistemas de aire acondicionado	77
4.2.2.	Cálculo de caída de presión en accesorios	81
4.2.3.	Caídas de presión a través de componentes	82
4.3.	Consideraciones en la selección del diámetro de tubería	85
4.4.	Cálculo de consumo de potencia en una bomba según flujo y presión	86
4.4.1.	Cabeza neta de presión positiva en la succión (NPSH)	86
4.4.2.	Cabeza neta de presión positiva en la succión requerida (NPSHr)	86
4.4.3.	La cabeza neta de presión positiva en la succión disponible (NPSHa)	87
4.4.4.	Curva de operación de bombas centrífugas para agua	90
4.4.5.	Curva del sistema	92
5.	SELECCIÓN DE BOMBAS EN PARALELO	93
5.1.	Leyes de afinidad	93
5.2.	Válvulas de control y pérdidas de presión	94

5.2.1.	Tipos de válvulas de control	94
5.2.2.	Válvulas de control de dos vías	95
5.2.3.	Válvulas de control de tres vías	96
5.3.	Costos de sistemas de bombeo.....	98
5.3.1.	Cotización sistema de bombeo de una bomba operando a velocidad constante.....	98
5.3.2.	Cotización sistema de bombeo de una bomba operando a velocidad variable	99
6.	DETERMINACIÓN EN SELECCIÓN DE BOMBAS	103
6.1.	Tabulación de datos obtenidos en un sistema de bombeo operando a velocidad constante	103
6.2.	Tabulación de datos obtenidos en un sistema de bombeo operando a velocidad variable.	106
6.3.	Tabulación de datos obtenidos con el medidor de calidad de energía en empresa seleccionada.	108
6.4.	Impacto de armónicas en el sistema de energía por uso de variadores	110
6.4.1.	¿Cómo funciona un variador de frecuencia?	111
6.4.2.	El impacto.....	112
6.5.	Generación de gráficas con datos obtenidos.....	116
	CONCLUSIONES	119
	RECOMENDACIONES.....	123
	BIBLIOGRAFÍA.....	125
	ANEXOS.....	127

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

FIGURAS

1.	Tipos y aplicaciones de bombas	1
2.	Curvas características de bombas reciprocantes.....	3
3.	Presiones en una bomba	6
4.	Cabeza diferencial de la válvula de control incrementa cuando el flujo decrece cuando un sistema de bombeo de velocidad constante es usado	24
5.	Válvula de tres vías aplicada a serpentín de enfriamiento	25
6.	Sistemas con enfriador de agua (<i>chiller</i>) y válvulas de tres vías dan como resultado pérdidas de potencia en bombas.....	26
7.	Curva de operación de una bomba centrífuga	27
8.	Selección de la unidad terminal crítica, de mayor caída de presión....	28
9.	Sistema de enfriamiento de agua por medio de enfriador (<i>chiller</i>) en primario-secundario y una bomba operando a velocidad constante	29
10.	Gráfica de consumo de potencia según flujo de bomba 6G con 11,75" de diámetro en el impulsor.....	31
11.	Consumo de potencia en un sistema similar en el que solo cambia la longitud equivalente manteniendo todas las demás variables constantes para flujo de 1 700 gpm.....	32
12.	Costo de operación debido al uso de bombas sobredimensionadas en relación a la cabeza de presión.....	33
13.	Reducción teórica del consumo de bomba con la reducción de flujo para un sistema de bombeo variable.....	35

14.	Sistema cerrado para aire acondicionado en el cual la bomba debe mantener una cabeza de presión diferencial constante en todo momento.....	36
15.	Ahorros potenciales afectados por la posición de presión constante a ser mantenida.....	37
16.	Diferencia de presión diferencial constante reducida gracias a un sistema primario-secundario de bombeo en un circuito de presión diferencial alto	38
17.	Ahorros potenciales para aplicación de sistemas de bombeo de velocidad variables a sistemas existentes de bombeo de velocidad constante sobredimensionadas	39
18.	Relaciones de consumo de potencia de bombas de velocidad constante en paralelo en relación a una sola bomba operando a velocidad constante	41
19.	Aplicación de bombas similares a velocidad constante en paralelo y su comparación con una bomba de velocidad variable en relación a la porción pequeña de cabeza de presión variable	42
20.	Sistema de bombeo cerrado con dos bombas en paralelo a velocidad constante	43
21.	Selección de bombas en paralelo, ambas para proveer 50 % del flujo de diseño, punto de cambio: 1 200 gpm @ 88ft.....	44
22.	Curva de operación de bomba para uso en paralelo.....	45
23.	Ilustración de la construcción de la curva de control y la evaluación del punto de cambio.	46
24.	Curvas de operación de la bomba para sistemas de bombeo de dos bombas con capacidad igual y análisis de consumo de potencia.....	47
25.	Sistema de bombeo de velocidad variable usando válvulas de dos vías para control y sistema de tubería de retorno inverso.	49

26.	Selección de la bomba para operar a velocidad variable. Operando a 1 700 gpm y 120 pies de cabeza de presión.....	50
27.	Se muestra en la curva de la bomba de la selección la relación entre el flujo y la cabeza de presión a varios puntos de eficiencia a 100 % de la velocidad	51
28.	Curvas de eficiencia constante en función de la velocidad de la bomba	52
29.	Curva de control.....	53
30.	Puntos de operación a velocidad variable.....	54
31.	Gráfica de eficiencia del variador de frecuencia.....	56
32.	Comparación entre el sistema de velocidad variable y velocidad constante	58
33.	Sistema de bombeo de retorno inverso con los sensores de diferencial de presión localizados en el centro del circuito.....	60
34.	Sistema de retorno directo con ubicación de los sensores de diferencial de presión	62
35.	Sistema de retorno directo con ubicación de los sensores de diferencial de presión	63
36.	Balanceo de las líneas de las unidades terminales para sistemas de velocidad constante y válvulas de dos vías.....	64
37.	Sistema anterior convertido a velocidad variable y balanceado a 50 % del flujo de diseño	65
38.	Mejor balanceo operando el sistema al 50 % del flujo de diseño con retorno directo	66
39.	Sensor de presión diferencial localizado erróneamente en el retorno y suministro de la bomba.....	67
40.	Un solo sensor de presión ubicado erróneamente a la descarga de la bomba	68

41.	Sistema de bombeo de velocidad constante con una sola bomba y sistema con válvulas de dos vías.....	69
42.	Sistema de bombeo de velocidad constante con dos bombas en paralelo y sistema con válvulas de dos vías.....	70
43.	Sistema de bombeo de velocidad variable con una sola bomba y sistema con válvulas de dos vías	71
44.	Sistema abierto en el cual se aplica el teorema de Bernoulli entre los puntos 1 y 2.	73
45.	Sistema cerrado en el cual se aplica el teorema de Bernoulli entre los puntos 1 y 2.	75
46.	Diagrama de Moody 1	79
47.	Diagrama de Moody 2	79
48.	Longitud equivalente, el tamaño de tubería.....	82
49.	Cartas de caídas de presión.....	83
50.	Tabla de longitudes equivalentes	84
51.	PSHR: gráfica de la energía en la succión requerida según cambia el flujo	87
52.	NPSHA 1: energía de succión disponible neta	88
53.	NPSHA 2: energía en la succión disponible neta según cambia el flujo y mostrando el efecto de la presión de vapor a temperatura constante	89
54.	Selección de bomba	91
55.	Curva del sistema	92
56.	Válvulas de control de dos vías	95
57.	Válvulas de tres vías.....	97
58.	Cotización sistema de bombeo de dos bombas operando en paralelo a velocidad variable	99
59.	Diagrama eléctrico de un variador de frecuencia	112
60.	Armónicos típicos	115

61.	Muestra los niveles de tensión en un tiempo determinado de medición con equipo de medición de calidad de energía marca Dranetz que posee variador de frecuencia	116
62.	Muestra los niveles de intensidad en un tiempo determinado de medición con equipo de medición de calidad de energía marca Dranetz.	117
63.	Muestra los niveles de voltaje en un tiempo determinado de medición con equipo de medición de calidad de energía marca Dranetz.	118
64.	Muestra la distorsión armónica total THD (V) de un sistema de bombeo con variador de frecuencia aplicado a la alimentación de la bomba con medidor de calidad de energía marca Dranetz.....	118

TABLAS

I.	Consumo de potencia a lo largo de la curva de la bomba	30
II.	Resumen de consumo de potencia y costo de operación mensual (1US\$ = 8 GTQ)	31
III.	Variación del flujo respecto de la velocidad	50
IV.	Consumos de potencia	55
V.	Desarrollo de consumo de potencia (kW) en relación al cambio de flujo de agua	57
VI.	Costos de operación de una sola bomba de velocidad constante. (1 US\$ = 8 GTQ).....	59
VII.	Velocidad máxima para evitar problemas derivados de la erosión, según Carrier 1960	85
VIII.	Configuración de equipo de medición de calidad de energía marca Dranetz	103

IX.	Datos de potencia obtenidos con equipo de medición de calidad de energía	104
X.	Datos de tensión obtenidos con equipo de medición de calidad de energía	105
XI.	Datos de potencia obtenidos con equipo de calidad de energía	106
XII.	Datos de tensión obtenidos con equipo de calidad de energía	107
XIII.	Datos de potencia obtenidos con equipo de medición de calidad de energía	108
XIV.	Datos de tensión obtenidos con equipo de calidad de energía	110

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado
CV	Coeficiente de válvula
gpm	Galones por minuto
in	Inch, del inglés pulgada
THD	Medición la distorsión de la señal en porcentaje con respecto al valor fundamental
ft	Pies
BHP	Potencia recibida por la flecha de la bomba
rpm	Revoluciones por minuto
TR	Tonelada de refrigeración
psi	Unida de presión, libras fuerza por pulgada cuadrada
lbf	Unidad de fuerza, libras fuerza
lbm	Unidad de masa, libras

GLOSARIO

Bomba	Máquina hidráulica que convierte la energía mecánica en energía de presión transferida al agua.
Bomba sumergible	Máquina hidráulica que convierte la energía mecánica en energía de presión transferida al agua, construida especialmente, para trabajar acoplada directamente a un motor eléctrico sumergible.
Bomba vertical tipo turbina con motor externo eléctrico vertical	Diseño específico de una bomba centrífuga que opera con el eje de rotación vertical y parcialmente sumergida en el fluido que maneja, su mayor aplicación es la extracción de agua de pozos profundos para irrigación, abastecimiento municipal y abastecimientos industriales.
Carga	Cantidad de energía mecánica que requiere la bomba para mover el agua desde el nivel dinámico hasta el punto final del sistema.
Cavitación	Formación y aplastamiento de burbujas en la corriente del líquido.

Condiciones estables	Condición que se da cuando las señales indicadas por los instrumentos de medición, cumplen con las oscilaciones y variaciones permitidas en los métodos de prueba.
Corriente eléctrica	Intensidad de corriente que pasa a través de un conductor con resistencia, y cuya diferencia de potencial entre sus extremos es el voltaje.
Factor de potencia	Relación entre la potencia activa y potencia aparente.
Frecuencia de rotación	Número de revoluciones por unidad de tiempo a las que gira el conjunto motor-bomba, expresada en la práctica en revoluciones por minuto.
Flujo, capacidad o gasto	Razón a la cual el volumen del agua cruza la sección transversal del tubo en la unidad de tiempo, es expresada en metros cúbicos por segundo (m^3/s).
Motor eléctrico	Máquina que transforma la energía eléctrica en energía mecánica.
Movimiento reciprocante	Balaceo, movimiento oscilante de un cuerpo en una dirección alternándose con otro en sentido contrario.

Nivel de referencia	Plano inferior de la placa base y es la referencia para todas las mediciones hidráulicas.
Nivel dinámico (ND)	Distancia vertical que existe entre el nivel de referencia hasta la superficie del agua cuando el equipo se encuentra en operación; se mide en metros (m) a través de una sonda eléctrica.
Potencia activa	Potencia capaz de transformar la energía eléctrica en trabajo.
Potencia aparente	Suma vectorial de la potencia activa de un circuito y la potencia utilizada para la formación de los campos eléctrico y magnético de sus componentes.
Potencia reactiva	Potencia que no produce trabajo útil, únicamente produce campos magnéticos y eléctricos dentro de un circuito.
Sistema de bombeo	Conjunto motor eléctrico, bomba y conductos que se instalan para la extracción y manejo de cualquier tipo de aguas.
Tensión eléctrica	Diferencia de potencial medida entre dos puntos de un circuito, expresado en volts.

RESUMEN

A través del presente trabajo de graduación se dará a conocer una guía para el diseño de sistemas de bombeo de velocidad/flujo variable, así como una descripción de los criterios técnicos de diseño utilizados para el desarrollo de las herramientas de análisis de dichos sistemas y la base teórica que los sustenta. También se incluye un análisis de rentabilidad de los sistemas de bombeo comparándolos entre sí.

El primer capítulo detalla los antecedentes generales de los sistemas de bombeo, indicando las aplicaciones de las bombas de agua, las curvas características y todos los elementos que las componen; se hará especial énfasis en las bombas de tipo recíprocante, ya que estas son las de mayor aplicación en el medio.

El segundo capítulo presenta un ejemplo de aplicación con el cual se ayuda a comparar el funcionamiento de los sistemas de bombeo, ya que se indica el procedimiento para la selección adecuada de la bomba, de acuerdo al trabajo a realizar, se explican y calculan las condicionantes de la operación, tales como: carga estática, pérdidas, presiones, entre otros. Asimismo, se presentan las pruebas que deben ser realizadas a las bombas.

El tercer capítulo presenta la descripción detallada de los sistemas de bombeo mayormente utilizados, sistemas de velocidad variable y constante, se indicarán sus ventajas y desventajas, así como los costos de operación de cada uno; siempre haciendo referencia a sistemas que utilizan bombas recíprocantes, se explicará el funcionamiento de dichos sistemas.

El cuarto capítulo trata sobre los diferentes sistemas de control que pueden ser aplicados a los de bombeo, tanto abiertos como cerrados, además se muestra la aplicación del control al sistema de bombeo.

En el quinto capítulo se describe la propuesta sobre el funcionamiento de bombas de agua en paralelo, detallando las ventajas y desventajas de la utilización de estos sistemas dobles, así como una lista de los equipos y materiales que deben ser utilizados para esta aplicación, por último se determina el costo de los sistemas dobles que utilizan bombas de velocidad constante y variable.

En el capítulo seis se hace un análisis de la calidad de energía y el efecto de una bomba recíproca en una instalación eléctrica utilizando el equipo de marca Dranetz y se presentan los resultados de dicho análisis.

OBJETIVOS

General

Analizar un sistema de bombeo de velocidad y flujo variable, para determinar la rentabilidad, operatividad y viabilidad versus los sistemas de bombeo de velocidad y flujo constante.

Específicos

1. Describir los fundamentos y conceptos generales que rigen los sistemas de bombeo de velocidad y flujo variable.
2. Presentar las herramientas y criterios básicos para la selección de los sistemas de bombeo; y las directrices para evaluar los sistemas de bombeo de velocidad constante según su rentabilidad.
3. Explicar el funcionamiento de los sistemas de bombeo, tanto para sistemas de bombeo de velocidad y flujo constante como para sistemas de velocidad y flujo variable.
4. Presentar los fundamentos del funcionamiento de los sistemas de bombes y la utilización de sistemas de control para mejorar el consumo de energía eléctrica.
5. Listar los criterios de selección de sistemas de bombas en paralelo de velocidad y flujo variable y los accesorios necesarios.

6. Proponer los criterios de selección de bombas, de acuerdo a las características y condiciones eléctricas obtenidas con base a un estudio de calidad de energía.

INTRODUCCIÓN

Un sistema de bombeo está constituido, básicamente, por un equipo de bombeo más una red de ductos por donde circula el fluido a impulsar, son de uso muy frecuente en el sector industrial como parte de los procesos productivos. Gracias a estos se pueden transportar fluidos a grandes distancias y a diferentes niveles de altitud y presión. Dentro de la industria y, específicamente, en lo referente a sistemas de refrigeración por medio de aire acondicionado, toman relativa importancia, ya que mantienen un funcionamiento constante incidiendo, en buena medida, en un costo que puede ser considerable a mediano plazo, costo que también puede ser minimizado utilizando criterios eficientes de selección y operación de dichos sistemas.

Por lo anterior, el análisis de sistemas de bombeo de velocidad y flujo variables para sistemas de aire acondicionado, en los cuales el consumo de potencia puede llegar a ser hasta de 60 por ciento del consumo de potencia total de un edificio, toma importancia, ya que a través del análisis puede determinarse el tipo de sistema de bombeo ideal para la aplicación que se utilizará, además, analizar la calidad de energía que le es suministrada al mismo, indicará el comportamiento y consumo eléctrico del sistema. Estos dos análisis en conjunto pueden representar ahorros económicos considerables, reduciendo y optimizando el consumo de energía para sistemas de aire acondicionado.

El sistema de aire acondicionado puede ser desde el 40 al 60 por ciento de la demanda eléctrica total de un edificio de oficinas, por ello, la importancia de la reducción de los costos en este rubro. Existen varios tipos de sistemas de aire

acondicionado de los cuales unos son más eficientes que otros dependiendo de la tecnología que se utilice y de las condiciones del sistema.

Para el análisis de sistemas de bombeo de velocidad/flujo constante o variable se hace uso de los siguientes instrumentos: partiendo de tener las caídas de presión en el sistema y haber identificado la parte constante y variable.

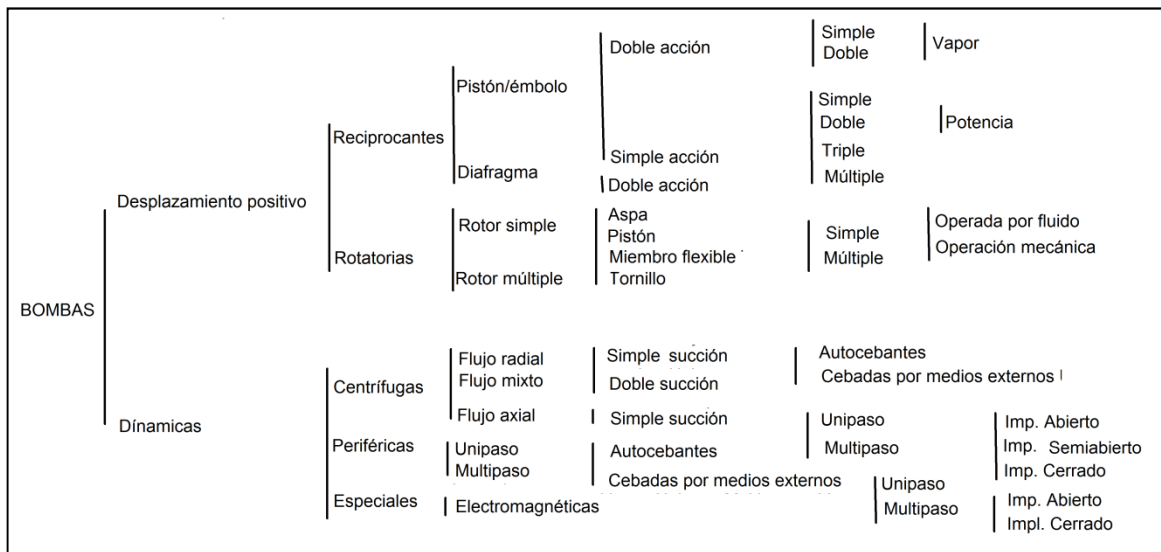
Análisis por medio de software, proporcionado por los fabricantes de las bombas con información de las curvas de operación de las bombas, eficiencias y consumos de potencia.

1. ANTECEDENTES GENERALES

1.1. Tipos y aplicaciones de bombas

Debido a la diversidad de bombas hay muchas formas de clasificarlas. Por rangos de volúmenes a manejar, por fluidos a mover, por su capacidad, entre otros. Sin embargo, la clasificación más general es en función de la forma en que las bombas imprimen el movimiento al fluido, separándose en dos tipos principales.

Figura 1. Tipos y aplicaciones de bombas



Fuente: UNIVERSIDAD DE OVIEDO. Ingenieros industriales. Departamento de Energía. p. 15.

La clasificación descrita en la figura 1, permite apreciar la gran diversidad de tipos que existen y si a ello se agregan materiales de construcción, tamaños diferentes para manejo de gastos y presiones sumamente variables y los diferentes líquidos a manejar, etc., se entenderá la importancia de esta clase de maquinaria.

Dentro de ésta clasificación, las bombas más comúnmente utilizadas son las llamadas reciprocantes.

1.1.1. Bombas reciprocantes

Como su nombre lo indica, producen el bombeo de fluidos con base a un movimiento reciprocante de uno o varios pistones, siendo por ello también bombas de desplazamiento positivo.

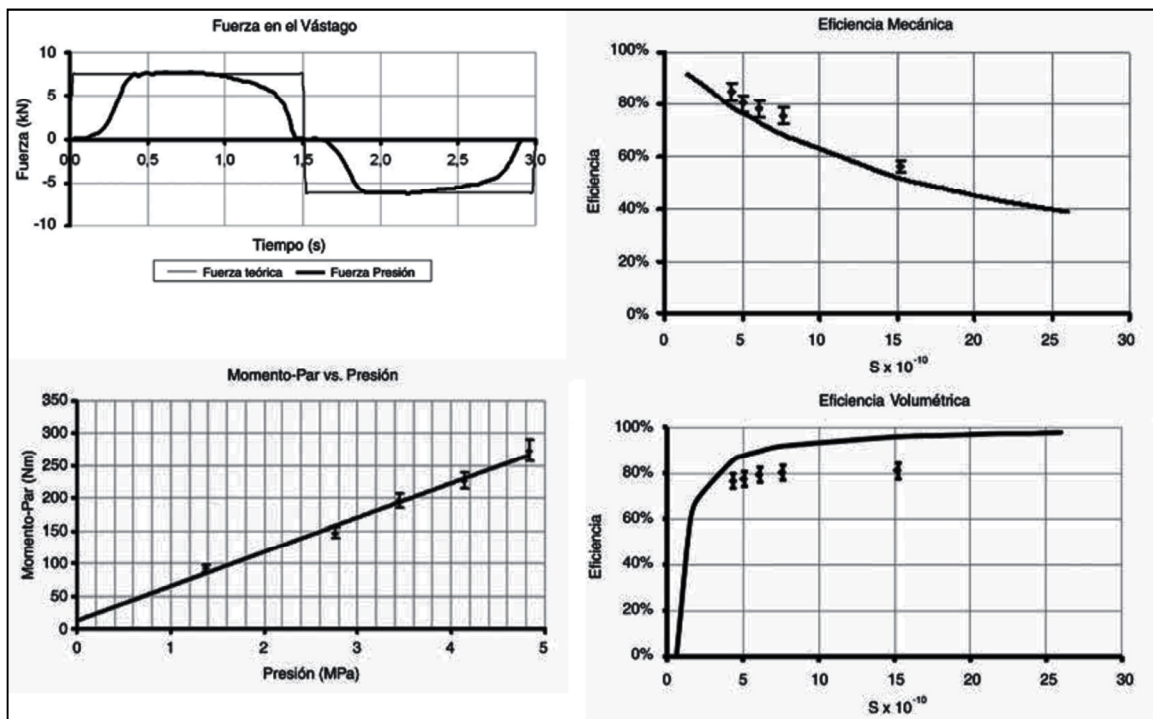
La bomba reciprocante tiene la particularidad de producir un flujo pulsante en función del movimiento de su(s) pistón(es). La capacidad máxima de succión recomendada es de 0,65 atmósferas (6,5 metros de columna de agua) (aunque teóricamente succiona a 1 atmósfera), y pueden construirse para trabajar a presiones hasta de 1 000 kilogramos por centímetro cuadrado de presión. (kg/cm^2).

Por sus características, su aplicación es amplia donde se requieren altas presiones, o volúmenes controlados de fluido; tienen gran aplicación en líquidos de alta viscosidad y el campo de medición y dosificación. Las bombas reciprocantes no hacen succión en los fluidos a manejarse. Al avanzar el pistón se hace una reducción de presión en la cámara de succión, requiriéndose de una fuerza externa (generalmente la presión atmosférica) que empuja el fluido a la cámara.

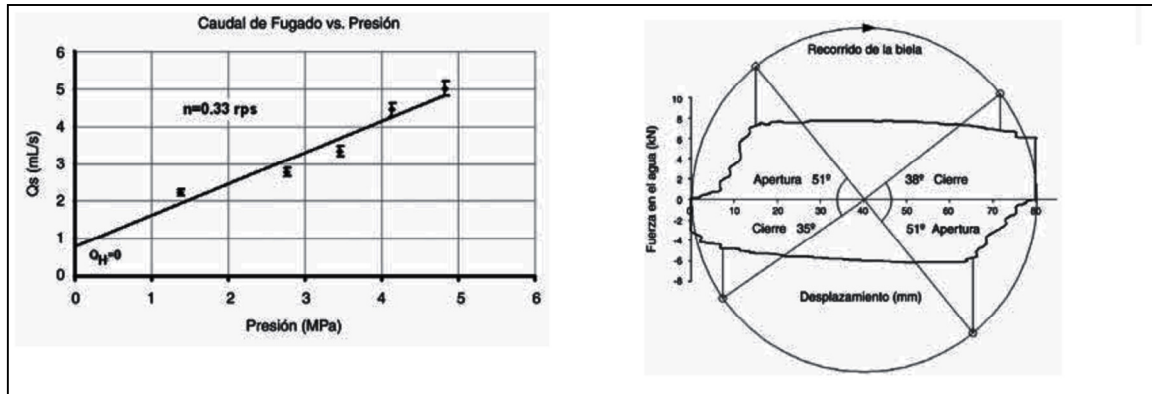
1.1.2. Curvas características de las bombas reciprocantes

La variación de la carga con respecto a la capacidad, a la velocidad constante, representa la característica de una bomba. Un juego completo de características de bombas, también incluye eficiencia y curvas de potencia requerida (BHP). En la figura 2 se muestran las curvas características más utilizadas.

Figura 2. Curvas características de bombas reciprocantes



Continuacion de la figura 2.



Fuente: OSPINA, Carlos. *Desarrollo de una bomba recíproca de doble efecto para desalinización de agua por medio de ósmosis inversa*. p.3.

Las variables que intervienen en el comportamiento de la curva característica de una bomba se describen a continuación.

1.1.3. Capacidad

Se refiere al volumen del fluido bombeado por unidad de tiempo. También llamado gasto, y se expresa en litros por minuto, metros cúbicos por minuto, galones por minuto, o unidades equivalentes.

Algunos factores de conversión a galones por minuto (gpm), son los siguientes:

- $1 \text{ ft}^3/\text{seg} = 448,8 \text{ gpm}$
- $1 \text{ 000 000 galones/día} = 694,4 \text{ gpm}$
- $1 \text{ 000 barriles por día} = 29,2 \text{ gpm}$
- $1 \text{ litro por segundo} = 15,95 \text{ gpm}$

1.1.4. Presión de descarga

En un sistema típico de bombeo se involucran tres términos diferentes de presión que deben identificarse claramente, estos son: de descarga, de succión y presión o carga total.

$$P_t = P_d - (P_s), \quad P_s \text{ puede ser negativa o positiva}$$

Donde:

P_d = presión de descarga

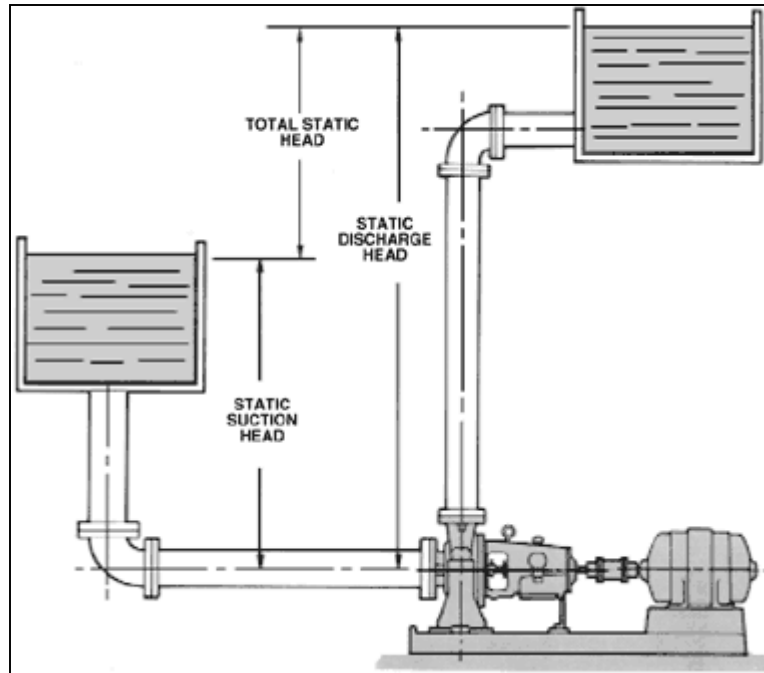
P_s = presión de succión

P_t = presión total

En el arreglo típico de la siguiente gráfica se muestra la manera de identificar los tres diferentes términos de presión, relacionados con la posición de la bomba.

- La presión de descarga se refiere a la altura a la cual puede ser bombeado un fluido, expresándose en unidades de longitud de columna de agua (o en kg/cm^2 o Psig).
- La presión de succión se refiere a la altura desde la cual el fluido puede ser succionado por la bomba, pudiendo ser presión de succión positiva o negativa, dependiendo de la posición relativa de la bomba con el nivel el fluido.
- La presión total se refiere a la diferencia entre la presión de descarga y la presión de succión.

Figura 3. **Presiones en una bomba**



Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos36/bombas-centrifugas/Image6176.gif>. Consulta: 1 de agosto de 2013.

En una bomba centrífuga, la carga total dinámica se expresa así:

$$H = H_d - H_s + \frac{(V_d)^2}{2g} - \frac{(V_s)^2}{2g}$$

Donde:

H_d = carga a la salida o descarga de la bomba, medida en la tobera de descarga, expresada en pies de columna referida a la línea de centros de la flecha de la bomba.

Hs = carga de succión expresada en pies de columna, también referida a la línea de centros de la flecha de la bomba.

Vd = velocidad del flujo de descarga de la bomba.

Vs = velocidad del flujo de succión de la bomba.

Los últimos dos términos representan la diferencia de energía cinética o carga de velocidad entre toberas de succión y descarga.

1.1.5. Eficiencias de la bomba

El grado de perfección mecánico o hidráulico de una bomba es juzgado por su eficiencia bruta, definida como sigue:

$$Eficiencia = \frac{(Salida\ de\ la\ bomba)}{BHP} = \frac{Q * g * H}{(550 * BHP)} = \frac{(gpm * H)}{(3\ 960 * BHP)}$$

Donde:

Q = capacidad o gasto en ft³ / seg

g = peso específico del líquido = 62,4 lb/ft³

BHP= potencia recibida por la flecha de la bomba.

H= altura

1.2. Bombas geoméricamente similares

Cuando dos bombas, geoméricamente similares se operan a la misma velocidad rotacional, la capacidad varía directamente con el cubo de la relación de diámetros de los impulsores. La carga es proporcional al cuadrado de la

misma relación y la potencia requerida varía con la quinta potencia de esa relación, esto se muestra a continuación:

$$\begin{aligned}Q_2 / Q_1 &= (D_2 / D_1)^3 \\H_2 / H_1 &= (D_2 / D_1)^2 \\(BHP)_2 / (BHP)_1 &= (D_2 / D_1)^5\end{aligned}$$

1.3. Tipos de pérdidas de las bombas

La creación de presión, sin embargo, contribuye a generar pérdidas que son inevitables, tales como: hidráulicas, mecánicas y fugas. Todas las pérdidas de carga entre los puntos de succión y descarga, constituyen las pérdidas hidráulicas.

$$E_h = H / H_i = (H_i - \text{pérdidas hidráulicas}) / H_i$$

Donde:

E_h = eficiencia hidráulica
 H = pérdidas hidráulicas
 H_i = pérdidas mecánicas

La capacidad disponible de una bomba de descarga es menor que el flujo que pasa a través del impulsor, debido a la recirculación interna que ocurre por los claros entre el impulsor y la carcasa. La relación entre los dos es la llamada eficiencia volumétrica.

$$Q / Q_i = Q / (Q + Q_L) = e_v$$

Donde:

QL= recirculación interna

ev = eficiencia volumétrica

Q= caudal

Las pérdidas mecánicas incluyen la pérdida de energía en baleros o chumaceras; sellos y fricción del impulsor con el fluido. La eficiencia mecánica es la relación que existe entre la potencia entregada al impulsor y convertida a carga de la bomba, con respecto a la potencia entregada en la flecha. La siguiente fórmula indica el cálculo de la eficiencia mecánica.

$$Em = (BHP - \text{pérdidas mecánicas}) / BHP$$

La eficiencia total de la bomba es:

$$e = eh * ev * em$$

Donde:

e= eficiencia total

eh= eficiencia hidráulica

ev= eficiencia volumétrica

em= eficiencia mecánica

Las pérdidas en bombas pueden ocurrir en uno o varios de los siguientes lugares:

- Fugas internas entre el impulsor y la carcaza, principalmente en el ojo del impulsor.
- Fugas internas en pasos adyacentes de bombas multietapas.
- Fugas por los estoperos.
- Fugas a través de dispositivos internos para balancear empuje axial.
- Fugas a través de bujes de alivio, cuando se usan para reducir la presión en estoperos.
- Fugas a través de álabes del impulsor en impulsores abiertos.
- Fugas a través de chumaceras y estoperos, para efectos de enfriamiento.

Pérdidas por fricción en el disco del impulsor. Es la pérdida mecánica más importante de una bomba centrífuga. Se reduce cuando se utilizan impulsores pulidos, y las paredes de la carcaza con acabado superficial suave.

Pérdidas mecánicas por fricción en chumaceras y estoperos. Las pérdidas en estoperos dependen del arreglo, tamaño y lubricación empleada. Las pérdidas en chumaceras dependen del tipo de resistencia al empuje axial usado, así como de la carga axial recibida. En bombas pequeñas estas pérdidas pueden ser del orden de 2 a 3 por ciento de la potencia manejada por la bomba; en las bombas multietapas de alta velocidad, no exceden del 1 por ciento.

1.3.1. Cavitación

El término cavitación se refiere a ciertas condiciones dentro de la bomba, cuando debido a una pérdida de presión localizada, el fluido manejado hierve en ese punto, formando burbujas o cavidades llenas de vapor. Esas cavidades desaparecen cuando las burbujas llegan a regiones de la bomba con mayor presión.

La cavitación puede ocurrir a lo largo de partes estacionarias de la carcasa o sobre el impulsor. La reducción de la presión absoluta por debajo de la presión del fluido puede ser generalizada en la bomba, o solamente local. Cuando la reducción es generalizada puede ser resultado de:

- Un incremento en la altura de succión.
- Un decremento en la presión atmosférica.
- Un decremento en la presión absoluta del sistema cuando se está bombeando de un recipiente.

La cavitación se nota por ruido y vibración, una disminución en la carga y capacidad de la bomba, así como en la eficiencia y produce erosión, en los álabes de los impulsores.

2. PRUEBAS Y MEDICIONES

2.1. Selección adecuada de una bomba

Para seleccionar una bomba centrífuga se determina el siguiente procedimiento: cálculo de las condicionantes de operación, selección teórica de la bomba y trazo de la curva de operación.

2.2. Cálculo de condicionantes de operación

Para la carga manométrica, el cálculo se realizará de la siguiente forma:

$$HMAN = H_{estática\ total} + hfs + hfd + Vp^2/2g$$

Donde:

HMAN= carga manométrica

$H_{estática\ total}$ = carga de fricción estática

hfs = carga de fricción dinámica en la succión

hfd = carga de fricción dinámica en la descarga

$Vp^2/2g$ = carga de velocidad

2.2.1. Cálculo de carga estática total

El cálculo de la carga estática total se realizará con base a la siguiente fórmula:

$$H_{ESTÁTICA\ TOTAL} = h_s + h_d$$

Donde:

hs= carga de succión

hd= carga de descarga

2.2.2. Cálculo de pérdidas en la succión

El cálculo de las perdidas en la succión de la bomba se realizará con base a la siguiente ecuación:

$$h_{fs} = (\text{Caída de presión por cada 100 pies de tubería}) * (LEQT)$$

Donde:

hfs= carga de fricción dinámica

LEQT= longitud equivalente total

2.2.3. Cálculo de la caída de presión

De la tabla de flujo de agua en tuberías se obtiene este dato conociendo el flujo y el diámetro de la tubería.

- Diámetro de tubería = 3 pulgadas
- Flujo en la tubería = 150 galones por minuto
- Caída de presión psi / 100 ft = 2,24 psi / 100 ft

Por lo que la carga de fricción resultante en la succión equivale:

- $h_{fs} = (2,24 \text{ psi} / 100 \text{ ft}) * (55,24 \text{ ft})$
- $h_{fs} = 1,23 \text{ psi}$
- $h_{fs} = (1,23 \text{ psi}) * (2,31 \text{ ft h}_2\text{o} / \text{psi}) * (1 \text{ m} / 3,28 \text{ ft})$
- $h_{fs} = 0,87 \text{ M H}_2\text{O}$

2.2.4. Cálculo de pérdida en la descarga

El cálculo de la pérdida en la descarga se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$h_{fd} = (\text{Caída de presión por cada } 100 \text{ ft de tubería}) * (LEQT)$$
$$= h_{fd1} + \text{Pérdidas adicionales entradas o salidas} * h_{df2}$$

Donde:

h_{fd} = pérdida en descarga

$LEQT$ = longitud equivalente

- Por cada 100 pies de tubería

De la tabla de flujo de agua en tuberías se obtiene estos datos conociendo el flujo y el diámetro de la tubería.

Diámetro de tubería = 2 ½ pulgadas

Flujo en la tubería = 150 galones por minuto

2.3. Clasificación de las bombas

A continuación se dan a conocer las bombas más utilizadas en la industria

2.3.1. Bombas verticales tipo turbina

Las bombas verticales tipo turbina con motor externo vertical se clasifican de acuerdo a su tamaño y gasto, tal como se especifica en la Norma NOM-001-ENER-2000.¹

2.3.2. Bombas sumergibles

Las bombas sumergibles se agrupan de acuerdo con la capacidad expresada en l/s (litros/segundo) y están definidas en grupos como se muestra en la Norma NOM-006-ENER-1995², los motores que deben acoplarse, se agrupan de acuerdo a la potencia nominal la cual se expresa en kilovatios.

2.3.3. Bombas de pozo profundo

Las bombas para pozo profundo se clasifican de acuerdo con la potencia nominal expresada en kilovatios del motor eléctrico que debe acoplarse. Norma².

¹ NOM-001-ENER-2000. *Eficiencia energética de bombas verticales tipo turbina con motor externo eléctrico vertical. Límites y método de prueba.*

² NOM-006-ENER -1995. *Eficiencia energética electromecánica en sistemas de bombeo para pozo profundo en operación. Límites y método de prueba.*

2.4. Datos requeridos para la especificación y muestreo

Una forma de conocer las condiciones en que operan los equipos es evaluando su eficiencia a través de la medición de parámetros, tales como: gasto de operación, nivel estático, nivel dinámico, factor de potencia, potencia real, aparente, corriente y tensión eléctrica, entre otros.

Conociendo la eficiencia electromecánica con la que trabaja el equipo, se está en condiciones de determinar las causas que limitan su operación eficiente y en función de esto, proponer acciones para sustituir, dar mantenimiento o rehabilitar el equipo según sea el caso, con la finalidad de incrementar su eficiencia.

2.4.1. Pruebas y requerimientos en laboratorio

Son de vital importancia para elaborar el diagnóstico.

2.4.1.1. Requerimientos para la prueba

- Aplicación del método de prueba: aplica para bombas verticales tipo turbina con motor externo o bombas sumergibles aplicadas a pozos profundos de flujo radial y semiaxial, accionadas por motor sumergible de cualquier tamaño especificado por norma.
- Lugar de la prueba: las pruebas de aceptación deben realizarse en laboratorios debidamente acreditados por EMA4.
- Fluido para la prueba: para efectuar esta prueba se debe utilizar agua limpia con las propiedades que indica la NOM-006-ENER-1995. El

contenido total de gas disuelto y libre en el agua, no debe exceder el volumen de saturación correspondiente a la presión y temperatura existentes en el tanque.

- Personal: responsable de las pruebas debe ser acreditado por EMA.
- Puntos a probar: los parámetros garantizados por el fabricante serán la parte esencial de la prueba, así como la determinación de los límites de operación del equipo.
- Reportes de la prueba: la evaluación de los resultados de la prueba se debe hacer inmediatamente, incluyendo gráficas de la curva de operación, antes de que la instalación sea desensamblada con la finalidad de poder repetir alguna medición, si fuera necesario.

2.4.2. Requerimientos para la prueba en campo

Equipo de medición de los niveles de bombeo y presión de descarga.

- Sonda eléctrica: este dispositivo consiste de conductores eléctricos con forro de plástico; una fuente de energía eléctrica (baterías); un timbre de alarma tipo casero o un amperímetro.
- Sonda neumática: este dispositivo consiste de un manómetro, una bomba de aire y la cantidad necesaria de tubo galvanizado de 6,35 milímetros (1/4 de pulgada) de diámetro.
- Manómetro de descarga: normalmente es del tipo Bourdon.

2.4.2.1. Equipo de medición de los niveles de bombeo y presión de descarga

Es importante indicar que los equipos técnicamente son seleccionados para operar en un rango de trabajo en cuanto a carga y gasto se refiere para lo cual fueron diseñados, es decir que, si por necesidades del sistema se le exigiera al equipo que operara en condiciones para lo cual no fue seleccionado y así solventar un déficit de servicio en ciertas zonas donde se carece de gasto y carga adecuados, entonces los resultados se reflejarán en el incremento del consumo de energía eléctrica; además, teniendo como consecuencia que el equipo no reeditar el periodo económico de duración y por lo tanto su costo de mantenimiento será mayor.

Con el fin de mantener los equipos en óptimas condiciones es necesaria la utilización de los siguientes equipos.

2.4.2.2. Instrumentación para la medición del gasto

La distribución de la carga de velocidad en la tubería no es uniforme y para obtener una exactitud aceptable son recomendables múltiples puntos de medición en la sección transversal de la tubería.

- Tubo de pitot: este instrumento correlaciona la carga de velocidad con el flujo.
- Orificio calibrado: son generalmente, circulares y se encuentran dentro del tubo horizontal o en su extremo de descarga.

- Método de la escuadra: para medir el flujo en tubos horizontales es necesario medir una distancia horizontal y una vertical.

2.4.3. Condiciones para la prueba

- Puntos a verificar antes y durante la prueba.
 - Alineación entre motor y bomba.
 - Que los instrumentos de medición cumplan con la certificación de calibración (SNC).
 - Que las condiciones de operación sean estables de acuerdo con las oscilaciones y variaciones.
- Parámetros garantizados: la eficiencia del conjunto motor bomba para la carga y el flujo especificado en el punto óptimo de operación de la bomba, que debe ser igual o mayor que el valor del producto que se obtenga de multiplicar los valores correspondientes a la capacidad de la bomba.
- Ejecución de la prueba: el tiempo de duración de la prueba debe ser suficiente para obtener resultados consistentes, considerando el grado de exactitud para ser llevada a cabo.

Para verificar el punto óptimo de operación, se deben registrar al menos tres puntos de medición cercanos y determinar el funcionamiento sobre el intervalo de operación indicado, la bomba debe ser operada desde capacidad cero hasta la máxima capacidad mostrada en la curva de operación suministrada por el fabricante, tomando como mínimo seis puntos de medición, considerando tres arriba y tres abajo del punto garantizado.

- Oscilaciones permisibles en el indicador de los instrumentos de medición.
- Número de lecturas a tomar durante la prueba: se deben de registrar un mínimo de tres lecturas de cada medición, previamente es necesario verificar que se cumpla con los límites de oscilación y las variaciones permitidas en las lecturas. Los límites de variación entre mediciones repetidas se pueden consultar en las normas.
- Corrección de la frecuencia de rotación: cuando la prueba se realice a frecuencia de rotación diferente a la nominal especificada por el fabricante, deben hacerse las correcciones de flujo, carga y potencia obtenidas durante la prueba, de acuerdo a las leyes de afinidad.

2.4.3.1. Medición de parámetros

La determinación del flujo, la carga, la potencia y la frecuencia de rotación son necesarias para la elaboración de la curva de operación de la bomba, misma que debe servir para verificar los parámetros garantizados por el fabricante, específicamente el de la eficiencia. En los siguientes párrafos se mencionan algunos de los métodos utilizados en la medición de estas variables.

2.4.3.2. Medición de flujo

Esta medición podrá realizarse mediante cualquier método que cumpla lo especificado, estos métodos pueden ser el de pitometría y tanque volumétrico.

También existen los métodos de valores instantáneos, placas de orificio calibrado, tubos venturi, toberas, rotámetros y medidores de flujo externos magnéticos.

En la práctica, también se usan los del tipo electromagnético.

2.4.3.3. Medición de la carga

Carga total de bombeo (H), (valores promedio en un intervalo de tiempo).

2.4.3.4. Instrumentos de medición para la presión

Para esto se utilizan principalmente 2 equipos, los cuales son:

- Manómetro de columna líquida
- Manómetro de Bourdon

2.4.3.5. Medición de los niveles de bombeo y presión de descarga

- Sonda eléctrica: este dispositivo consiste de conductores eléctricos con forro de plástico; una fuente de energía eléctrica (baterías); un timbre de alarma tipo casero o un amperímetro.
- Sonda neumática: este dispositivo consiste de un manómetro, una bomba de aire y la cantidad necesaria de tubo galvanizado de 6,32 milímetros (1/4 de pulgada) de diámetro.

3. SISTEMAS DE BOMBEO

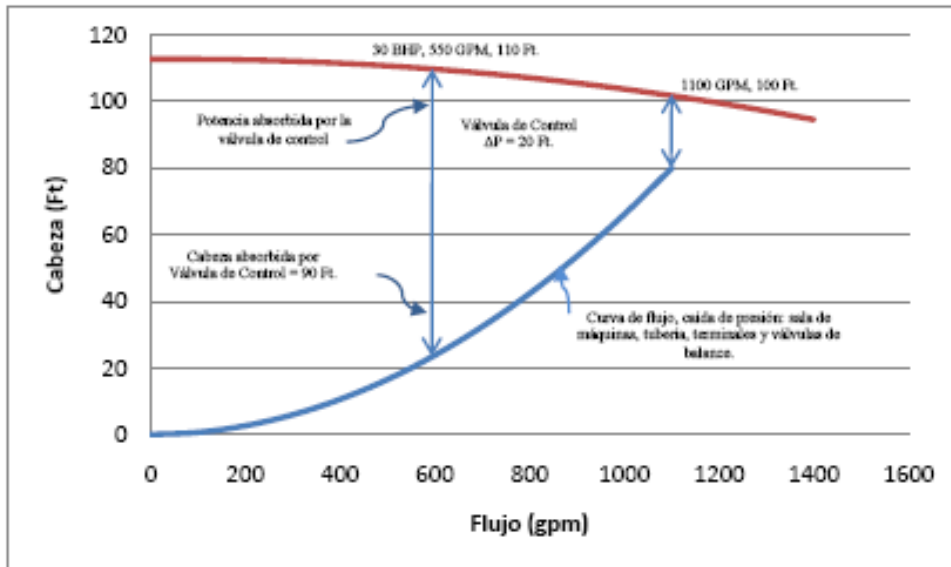
3.1. Bombeo de velocidad constante y sus deficiencias

Hace algunos años, las válvulas de control de dos vías fueron aplicadas a sistemas de calefacción de gran tamaño, sin embargo, esta aplicación presentaba inconvenientes debido a problemas de control.

Se tienen válvulas de control de dos vías que son seleccionadas para una caída presión de 20 pies al flujo de diseño y además de esto se estima una caída de presión para el resto del sistema (tubería, equipo, terminales y accesorios), de 80 pies para el mismo flujo de diseño. El efecto de la modulación de las válvulas será reducir el flujo a cada unidad terminal de acuerdo a la demanda de carga, esto hará que la caída de presión en el sistema de tubería disminuya.

Esta reducción en la caída de presión está en función del cuadrado del cambio de flujo, como se muestra en la gráfica de la curva de presión y flujo y cómo se puede deducir de las leyes de afinidad.

Figura 4. **Cabeza diferencial de la válvula de control incrementa cuando el flujo decrece cuando un sistema de bombeo de velocidad constante es usado**



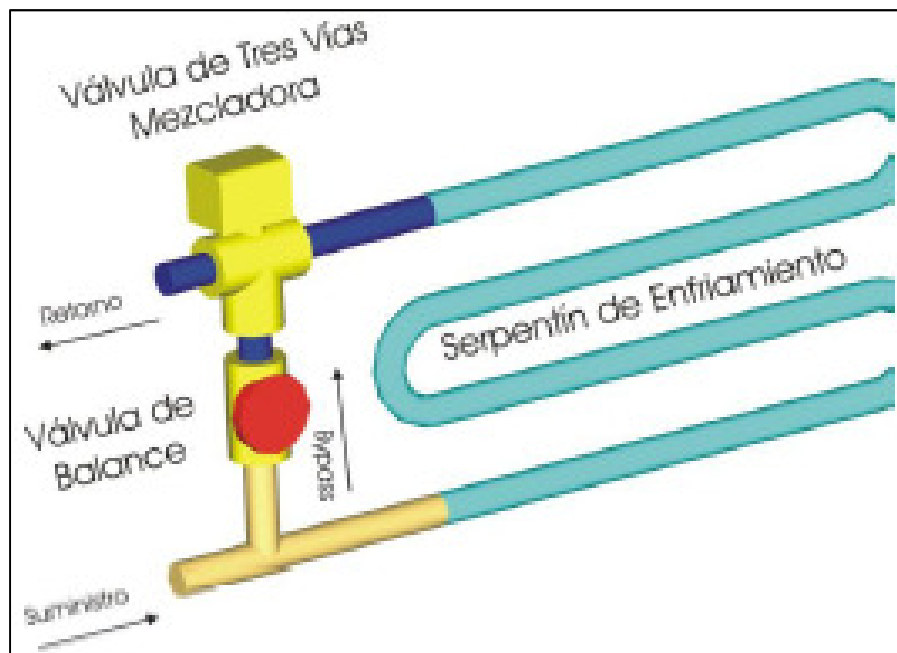
Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

Como se puede observar en la figura 4, el problema principal es que la cabeza de presión de una bomba de velocidad constante incrementa con la reducción del flujo al mismo tiempo que la caída de presión por tubería y accesorios decrece. Como resultado de esto, la válvula de control será la víctima de una diferencia de cabeza de presión incrementada a causa del incremento en la cabeza de presión de la bomba y del decremento de la caída de presión en tubería (diferencia de presión entre las dos curvas a al mismo caudal o flujo).

En un sistema con control por medio de válvula de tres vías, esta puede dirigir el flujo, ya sea al serpentín de la manejadora o a un *bypass*, en el cual se encuentra una válvula de balance que simula la caída de presión que habría en el serpentín, esto para efectos de no perder el balance de flujo en todo el

sistema, como se muestra en la figura 5, es decir, que cuando no se necesita más agua fría en el serpentín, el agua estará pasando a través del *bypass* y de nuevo se estaría desaprovechando potencia de bomba dada por el caudal y la caída de presión a través de la válvula de balance en los momentos en que la válvula de tres vías dirige el flujo a por medio del *bypass*.

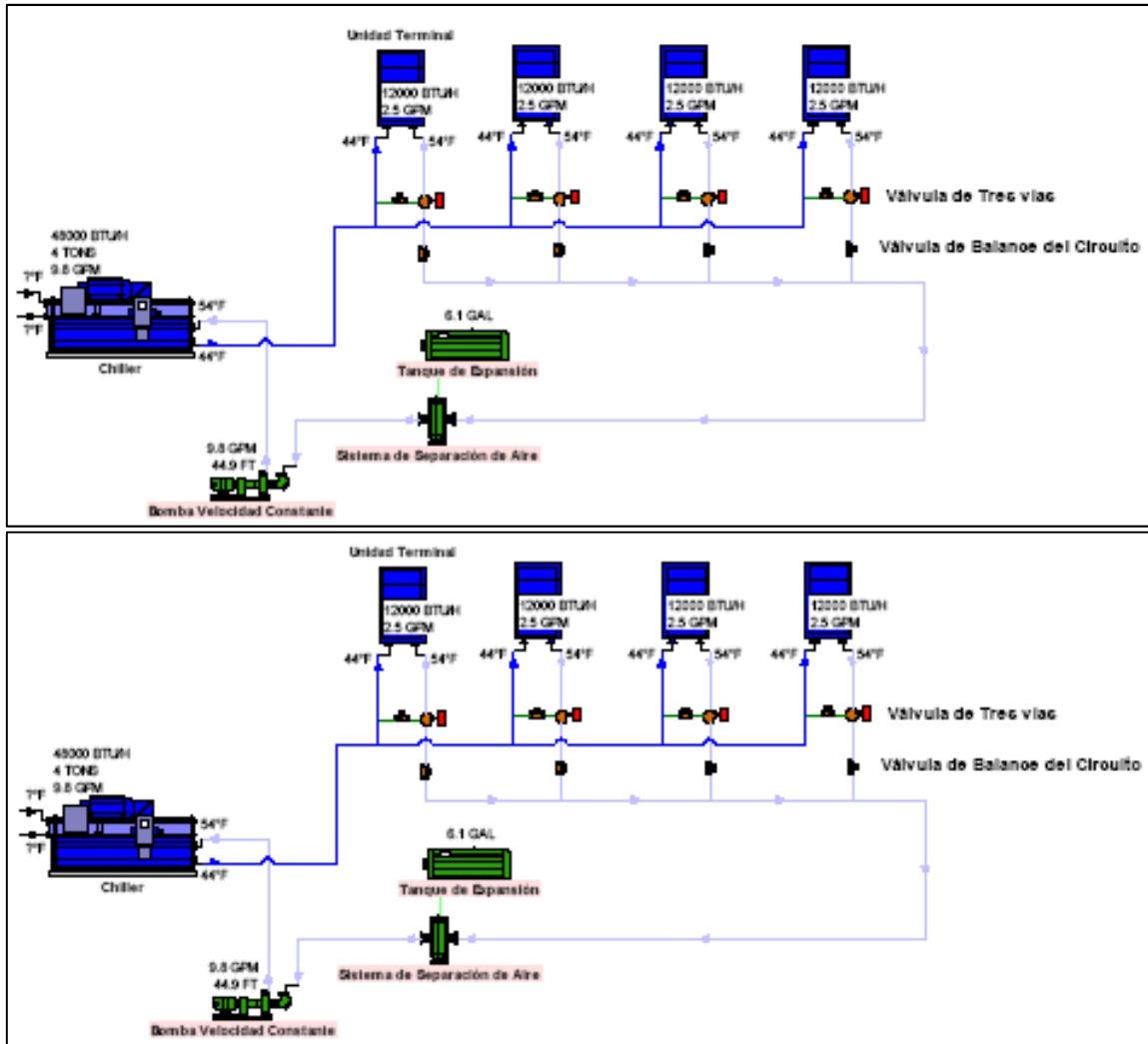
Figura 5. **Válvula de tres vías aplicada a serpentín de enfriamiento**



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

En los sistemas con válvulas de control de tres vías puede que las unidades terminales no estén balanceadas en el *bypass* y eso puede llevar a un gran incremento en el flujo, lo que a su vez causa un gran incremento en el desperdicio de potencia en bomba durante la operación a cargas o demandas bajas en el sistema.

Figura 6. **Sistemas con enfriador de agua (*chiller*) y válvulas de tres vías dan como resultado pérdidas de potencia en bombas**



Fuente: <http://www.tuconstru.com/noticias/TC-NOTICIAS-2584-los-chillers-%E2%80%93-sistemas-de-enfriamiento-ideal-para-grandes-espacios>. Consulta: 12 de agosto de 2013.

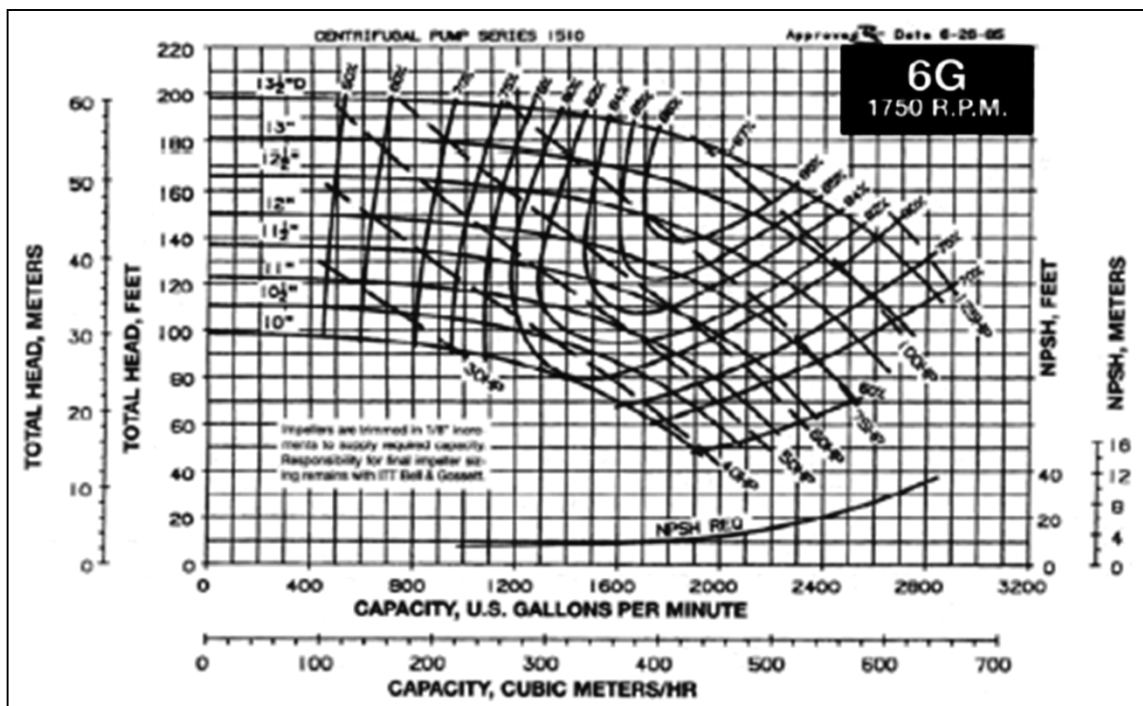
Es importante hacer notar que con el uso de sistemas de bombeo de velocidad/flujo variable, la necesidad de válvulas de tres vías es eliminada, esto porque el sistema de bombeo variable puede controlar el incremento de

diferencial de presión a través de las válvulas de dos vías, mientras un sistema de bombeo primario-secundario puede evitar los efectos no deseados de un flujo variable en los enfriadores de agua.

3.2. Sistema de bombeo de velocidad constante: consumo de potencia, desarrollo y evaluación de costos de operación

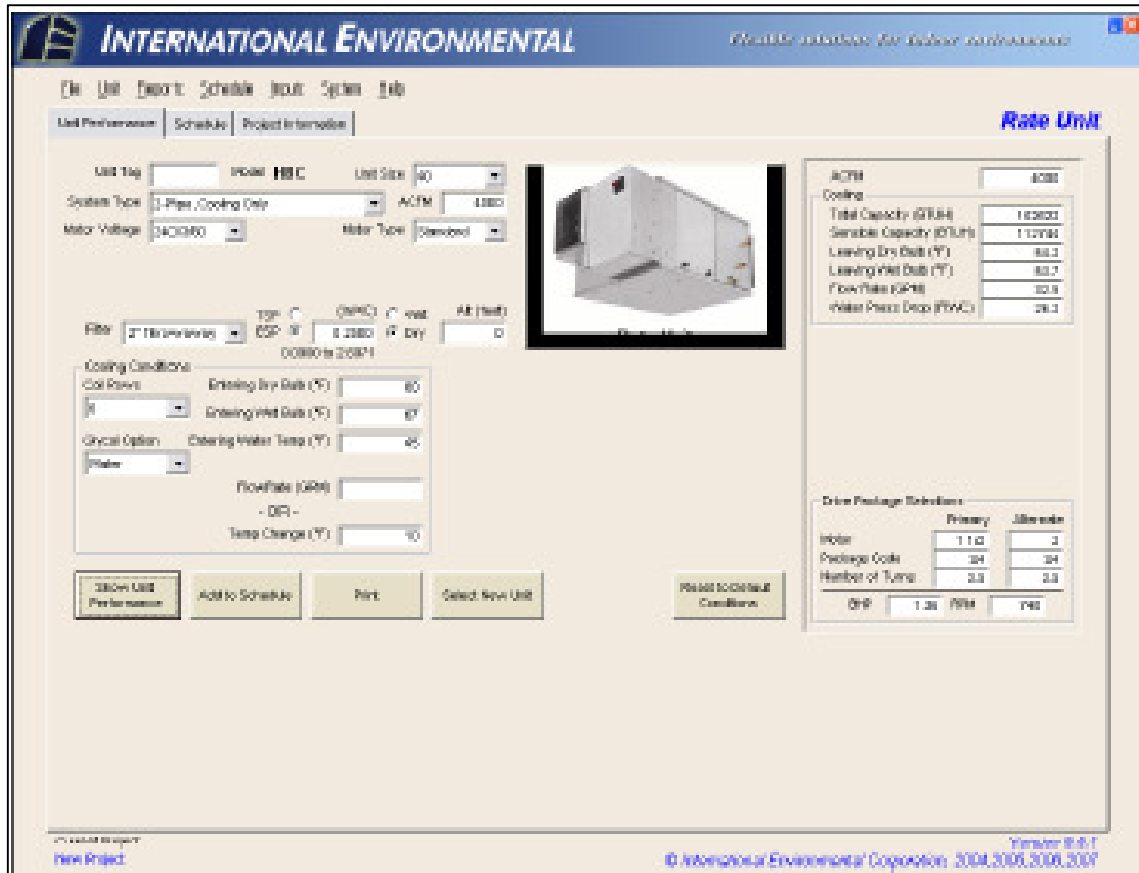
En la gráfica 5 se muestra la curva de operación de una bomba centrífuga, de la cual se toman los datos para el siguiente análisis.

Figura 7. Curva de operación de una bomba centrífuga



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

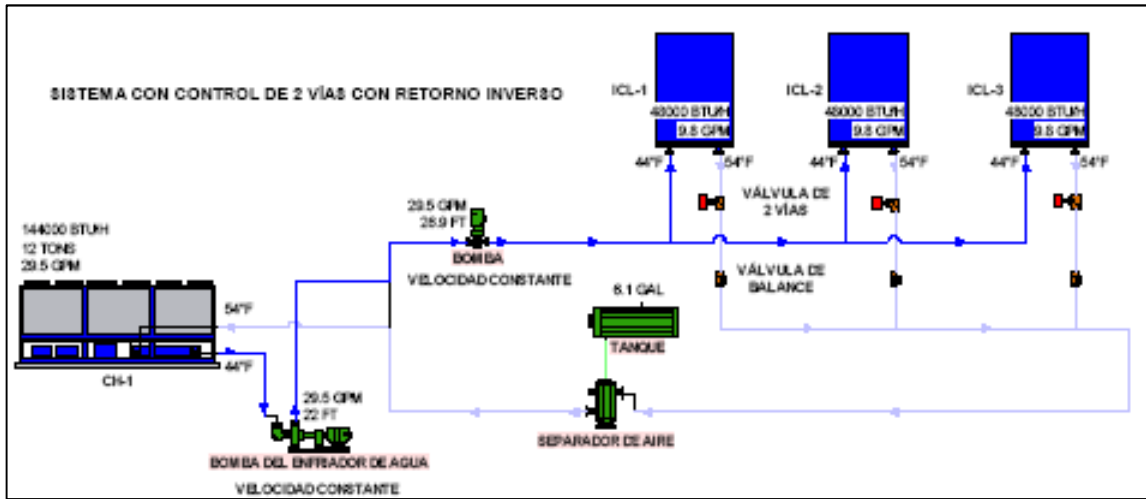
Figura 8. Selección de la unidad terminal crítica, de mayor caída de presión



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

La caída de presión a través de la unidad terminal más lejana, que está en el *penthouse* del edificio con una capacidad de 10 toneladas de refrigeración (TR), es de 26,2 pies columna de agua, lo que da un coeficiente de válvula (Cv) de 9,7, seleccionando la válvula adecuada se tiene una caída de presión igual en la misma, por lo que se estima una caída de presión a través del circuito de la unidad terminal contando la válvula de 56,4 pies columna de agua.

Figura 9. Sistema de enfriamiento de agua por medio de enfriador (*chiller*) en primario-secundario y una bomba operando a velocidad constante



Fuente: [http://www.tuconstru.com/noticias/TC-NOTICIAS-2584-los-chillers- %E2%80%93-sistemas -de -enfriamiento-ideal-para-grandes-espacios](http://www.tuconstru.com/noticias/TC-NOTICIAS-2584-los-chillers-%E2%80%93-sistemas-de-enfriamiento-ideal-para-grandes-espacios). Consulta: 12 de agosto de 2013.

El punto de operación de diseño del sistema serán 1 700 galones por minuto con una caída de presión dinámica total de 120 pies columna de agua que es equivalente a 52,02 libras por pulgada cuadrada (psi).

Seleccionando una bomba que cumpla con estos requerimientos, se llega a la bomba de la cual su curva se muestra en la figura 7. En la figura 9 se tiene la información exacta proporcionada por el software de selección del fabricante de la bomba. Teniendo una eficiencia en el punto de diseño de 84,75 por ciento con impulsor de 11,75 pulgadas de diámetro.

En este punto de operación, la potencia demandada será de 60,79 caballos de fuerza.

$$\left(\frac{1\,700 * 120}{3\,690 * 0,8475} \right)$$

Tomando en cuenta que la eficiencia del motor es de 89 por ciento, el consumo de potencia será de 50,95 kilovatios.

$$\left(\frac{0,79 \text{ hp} * 0,746 \text{ kw/hp}}{0,89} \right)$$

Los fundamentos del cálculo del consumo de potencia se encuentran en el apartado del apéndice correspondiente en el presente estudio. En Guatemala la energía eléctrica se cobra en kilovatios hora.

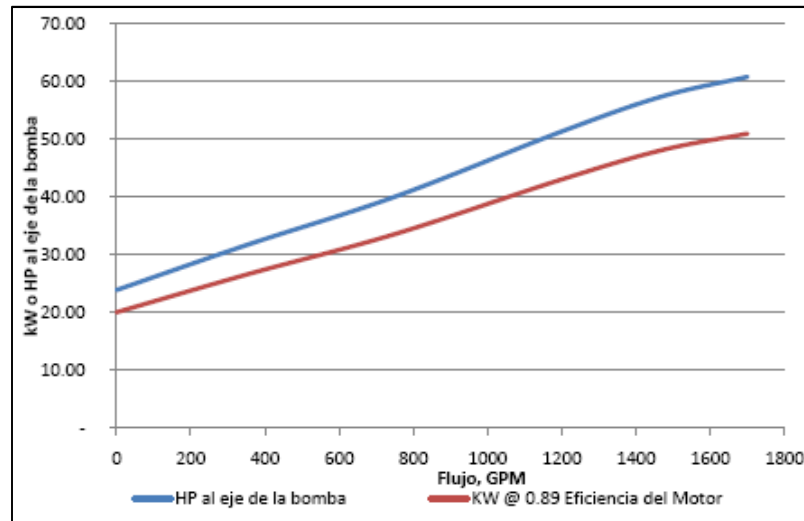
A continuación se resume en la tabla I los varios puntos de operación de la bomba detallando la presión dinámica, la eficiencia y mostrando el resultado del cálculo del consumo de potencia de la misma en cada punto.

Tabla I. **Consumo de potencia a lo largo de la curva de la bomba**

Flujo (gpm)	Cabeza de presión (pies)	Eficiencia	Potencia al eje (Hp)	Eficiencia del motor	Potencia (kW)
1 700	120	84,75%	60,78	89%	50,95
1 468	130	84,02%	57,36	89%	48,08
1 193	136	80,07%	51,17	89%	42,89
750	140	66,23%	40,03	89%	33,56
354	143	40,26%	31,75	89%	26,61
0	144	0,00%	23,89	89%	20,02

Fuente: elaboración propia.

Figura 10. **Gráfica de consumo de potencia según flujo de bomba 6G con 11,75 pulgadas de diámetro en el impulsor**



Fuente: elaboración propia.

Un perfil de carga combinado con el flujo de la bomba versus el consumo de potencia correspondiente a la figura 9, establecerá los costos de operación para el sistema en cuestión, esto es mostrado en la tabla II.

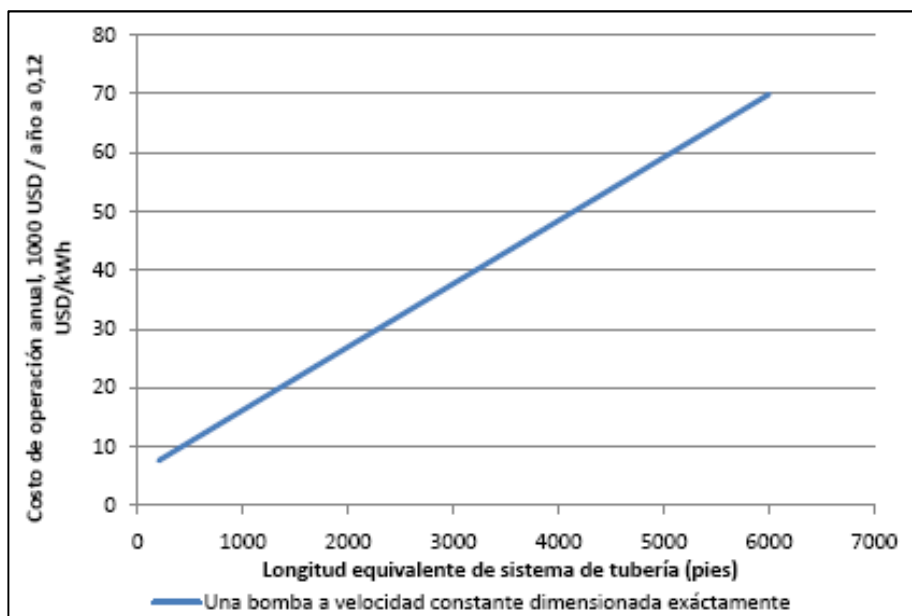
Tabla II. **Resumen de consumo de potencia y costo de operación mensual (1US\$ = 8 GTQ)**

% de carga	% tiempo	Horas por mes	Flujo gpm	KW	KW por mes	US\$ /KWh	US\$ por mes
0-10	2	14,40	170	23,08	332	0,12	38,64
10-20	3	21,60	340	26,14	565	0,12	65,64
20-30	5	36,00	510	29,20	1,051	0,12	122,21
30-40	15	108,00	680	32,26	3,484	0,12	405,06
40-50	20	144,00	850	35,32	5,086	0,12	591,31
50-60	30	216,00	1020	38,38	8,290	0,12	963,80
60-70	15	108,00	1190	41,44	4,476	0,12	520,32
70-80	5	36,00	1360	44,50	1,602	0,12	186,25
80-90	3	21,60	1530	47,56	1,027	0,12	119,43
90-100	2	14,40	1700	50,62	729	0,12	84,74

Fuente: elaboración propia.

Más adelante se evaluarán los costos tomando el valor del dinero en el tiempo.

Figura 11. **Consumo de potencia en un sistema similar en el que solo cambia la longitud equivalente manteniendo todas las demás variables constantes para flujo de 1 700 gpm**

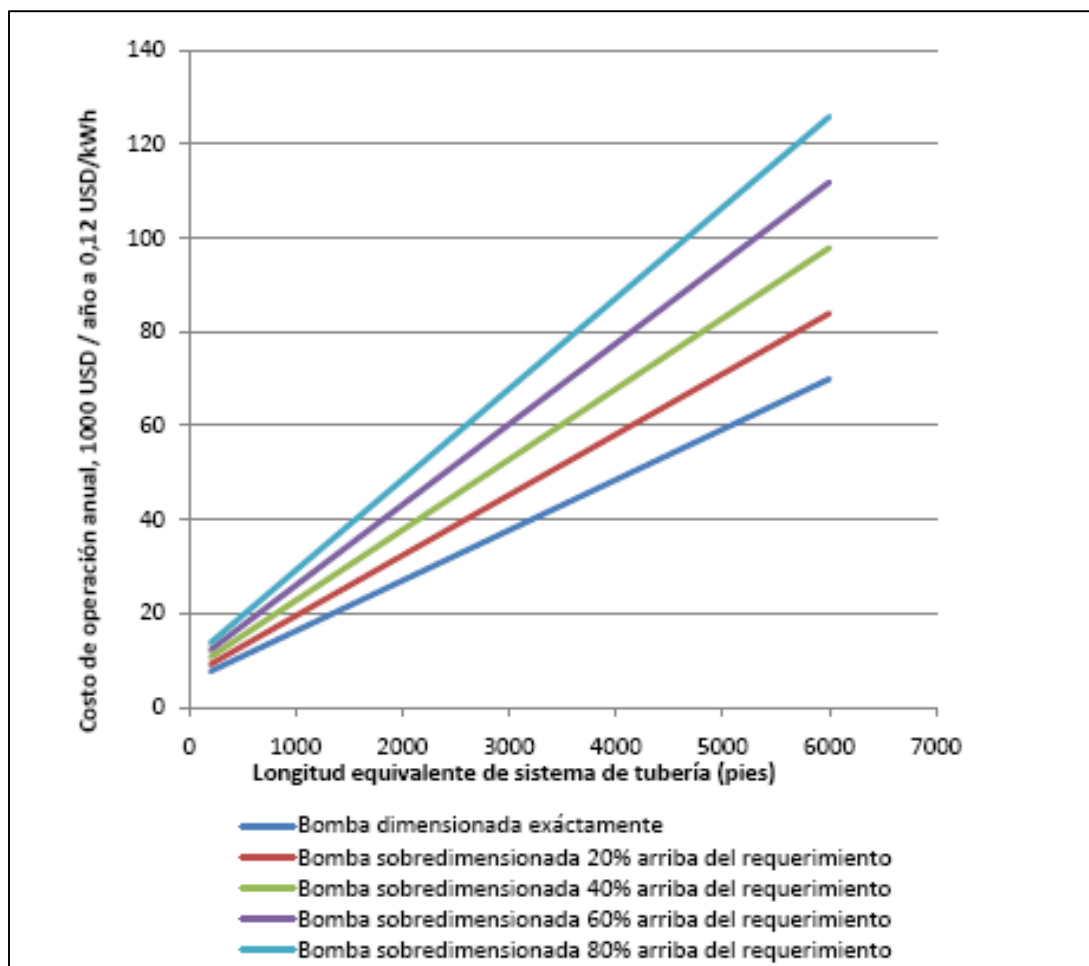


Fuente: elaboración propia.

Los costos de operaciones para sistemas similares pueden ser identificados con cierta facilidad. Estos costos varían en función de la longitud equivalente de tubería mientras las otras variables se mantienen constantes. En la figura 11 se muestra el costo de operación en función de la longitud equivalente manteniendo el flujo de 1 700 galones por minuto. Es obvio que los costos de operación para bombas de velocidad constante aumentan con bombas sobredimensionadas en relación a la cabeza de presión en términos de la demanda actual.

Desafortunadamente ese es el caso, ya que en el diseño se estima una cabeza de presión de bomba en relación a los parámetros que se tienen y los diseñadores dan un margen para evitar subdimensionar la bomba debido a desconocer las caídas de presión específicas a través de los enfriadores, las unidades terminales y válvulas. Esto puede observarse en la figura 12.

Figura 12. **Costo de operación debido al uso de bombas sobredimensionadas en relación a la cabeza de presión**



Fuente: elaboración propia.

Para lo anterior existen dos maneras de solucionar el problema. Una es recortar el impulsor de la bomba, lo cual debe estudiarse debido a que cambian las eficiencias a lo largo de la curva de la bomba, generalmente estas bajan. La segunda es el uso de variadores de velocidad para el motor eléctrico.

3.3. Sistema de bombeo de velocidad variable: ahorros potenciales

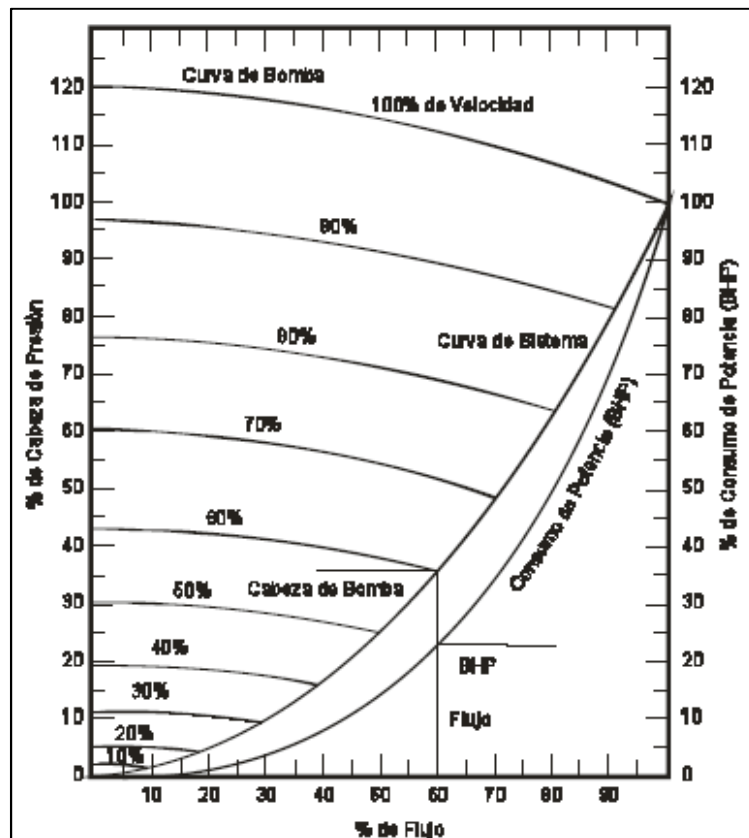
En la gráfica 11 se muestra la curva del sistema de una bomba centrífuga funcionando a distintas velocidades. Se asume que la eficiencia de una bomba operando en velocidad variable conserva la eficiencia de bomba constante a lo largo de cada curva de sistema.

También muestra el cambio de la curva de la bomba con el cambio de velocidad de la misma. La bomba de velocidad variable debe operar en la intersección de sus curvas a distintas velocidades con la curva del sistema, por ello a 50 por ciento de la velocidad, la bomba de velocidad variable proveerá 50 por ciento del flujo de diseño y 25 por ciento de la cabeza de diseño. La reducción potencial en potencia eléctrica para el bombeo variable se muestra en la gráfica 11. La fórmula básica del cálculo de potencia de bomba estipula que si el flujo es reducido en 50 por ciento y la cabeza en 25 por ciento, la reducción en consumo de potencia será 50×25 por ciento, o 12,5 por ciento del requerido por el flujo de diseño.

Esto también puede deducirse de las leyes de afinidad. La figura 13 ha sido usada ampliamente como la base del ahorro del sistema de bombeo variable, sin embargo, esto puede implicar que habrá un ahorro por el simple hecho de ser un sistema de bombeo de velocidad variable, lo cual desgraciadamente, no es del todo cierto y no tan sencillo, los ahorros

potenciales son derivados de la correcta aplicación del sistema de bombeo de velocidad variable y su correcto control dentro del sistema.

Figura 13. **Reducción teórica del consumo de bomba con la reducción de flujo para un sistema de bombeo variable**



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

3.4. Tipos de sistema de bombeo y la manera en que estos afectan los ahorros potenciales del bombeo de velocidad variable

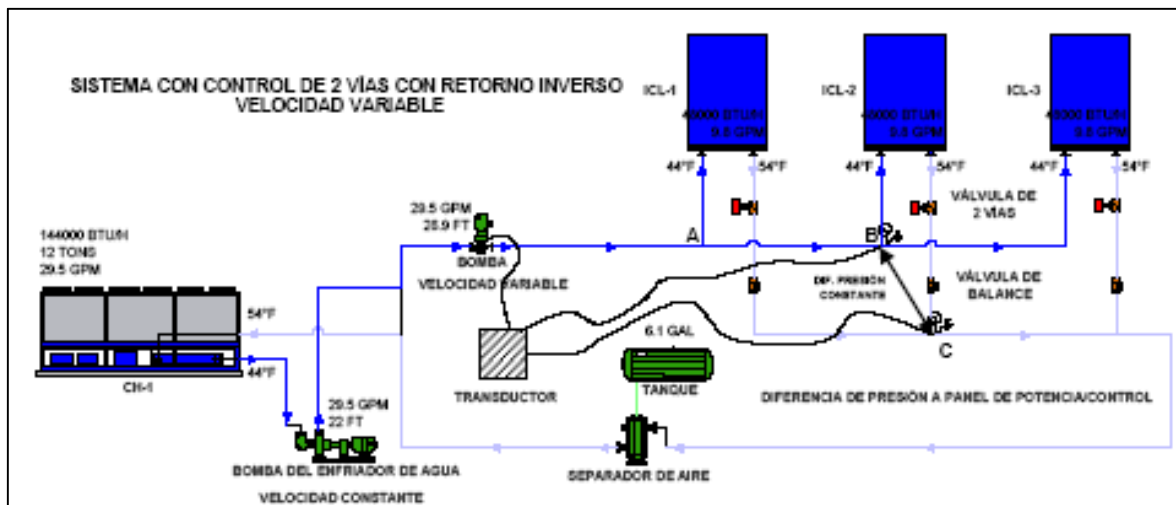
El ahorro teórico en el consumo de potencia en un sistema de bombeo de velocidad variable en toda su magnitud, se aplica solo en ciertas circunstancias.

Una de ellas es un sistema cerrado de bombeo, en el cual el sistema de bombeo de velocidad variable es usado para control de temperatura de un estanque de algún líquido en el que no hay diferencia de cabeza que tenga que mantenerse.

La caída de presión total del sistema decrece cuando el flujo disminuye.

Un sistema cerrado de bombeo de aire acondicionado o calefacción también requerirá que se mantenga una diferencia de presión constante en todo momento. Lo anterior es para efectos de control y para asegurar la cabeza diferencial de presión necesaria a través de cualquier terminal sea mantenida para la operación a carga completa.

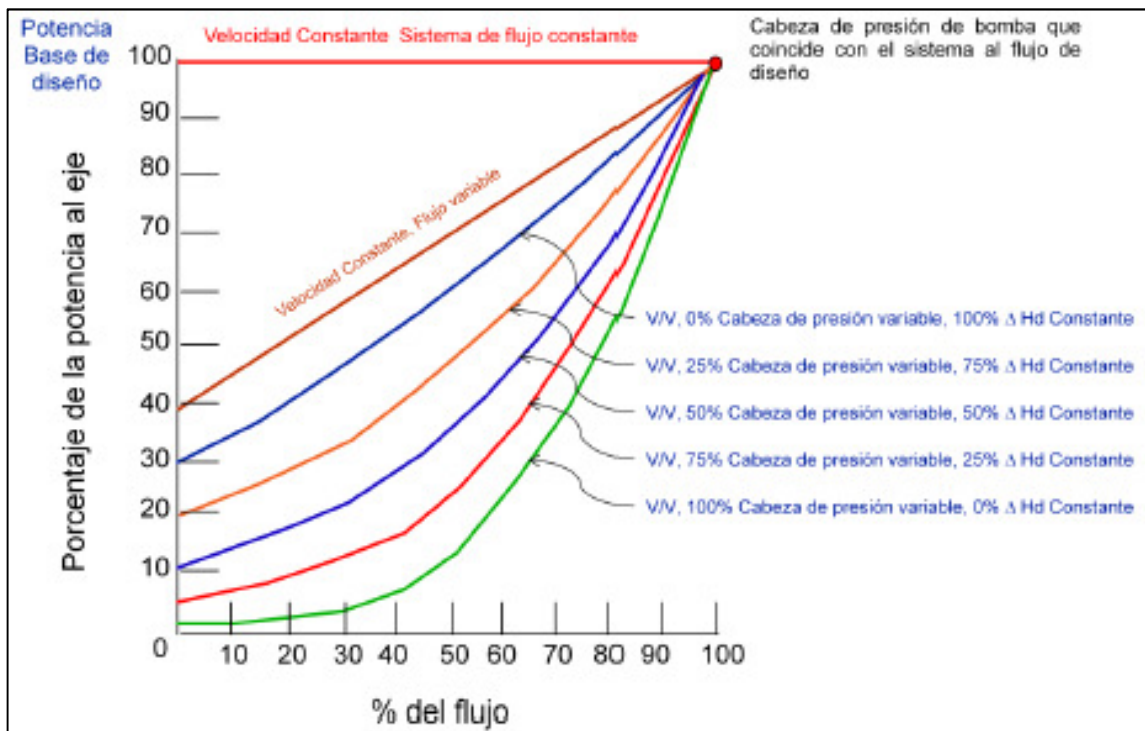
Figura 14. **Sistema cerrado para aire acondicionado en el cual la bomba debe mantener una cabeza de presión diferencial constante en todo momento**



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

Los ahorros en potencia consumida por bombas con el cambio en el flujo, serán los más altos cuando la diferencia de cabeza de presión a mantenerse constante sea una porción pequeña de la presión total de la bomba, para que así la caída de presión variable domine. Como se ve en la gráfica 15, la diferencia de presión que tiene que mantenerse constante es establecida por los puntos de control de presión a través del circuito de la terminal (B a C). La cabeza de presión variable está dada por la caída de presión a través de la tubería, en este caso a través de los puntos A-B y C-D, incluyendo válvulas y accesorios. El efecto del cambio de velocidad constante a velocidad variable sobre los ahorros potenciales se muestra en la figura 15.

Figura 15. **Ahorros potenciales afectados por la posición de presión constante a ser mantenida**

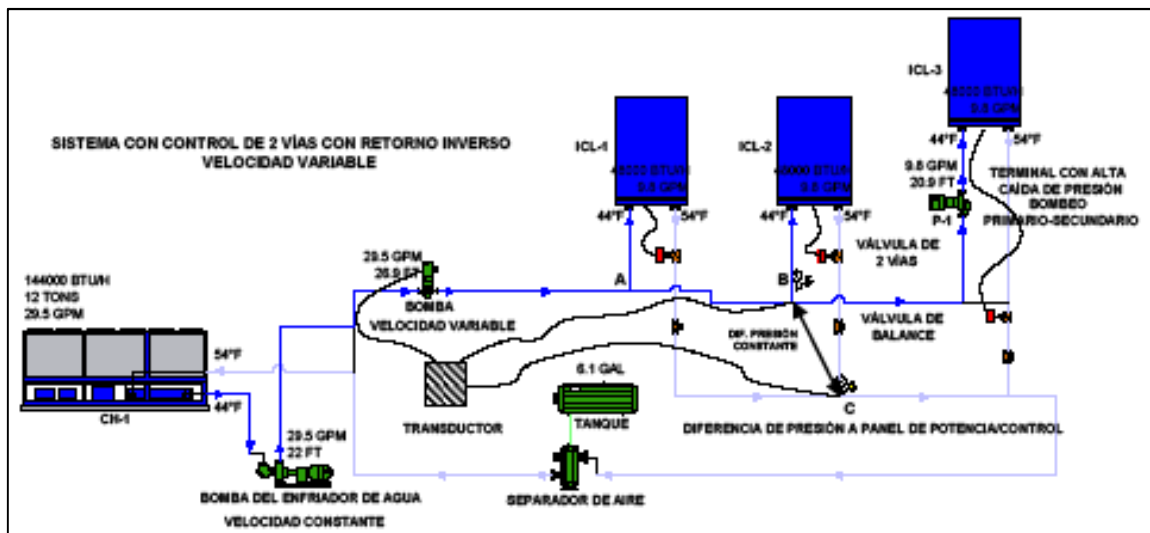


Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

Sin una caída de presión variable, la bomba de velocidad variable actúa de manera similar a una bomba de velocidad constante con una única diferencia: el sistema de velocidad variable elimina la curva de bomba ascendente, característica del sistema de velocidad constante cuando el flujo decrece.

Como todos los circuitos de las terminales tienen que estar balanceados, el circuito de terminal con la mayor caída de presión establecerá la cabeza de presión a mantener constante. Cuando se tienen caídas de presión muy altas en un circuito de terminal se puede modificar el sistema haciendo un sistema de bombeo primario-secundario, y así reducir la cabeza de presión a mantener constante y también aumentar la porción de la caída de presión variable con el flujo e incrementar el potencial de ahorro de potencia consumida en bomba. Lo anterior se muestra en la figura 15.

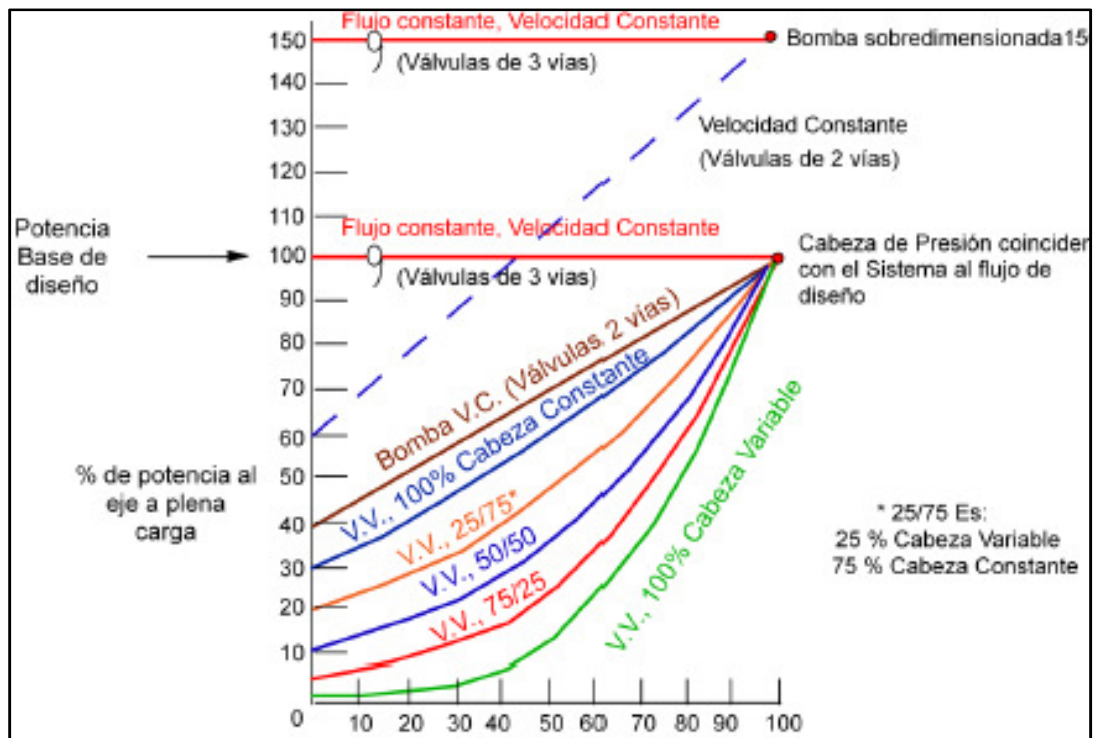
Figura 16. **Diferencia de presión diferencial constante reducida gracias a un sistema primario-secundario de bombeo en un circuito de presión diferencial alto**



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

El sobredimensionamiento de las bombas, también ha sido el mayor problema relacionado a consumo excesivo en bombas, la figura 16 muestra el efecto negativo respecto a sobredimensionar las bombas en relación al consumo en bomba.

Figura 17. **Ahorros potenciales para aplicación de sistemas de bombeo de velocidad variables a sistemas existentes de bombeo de velocidad constante sobredimensionadas**



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

Los ahorros potenciales en potencia de bomba son dramáticos cuando un sistema controlado por válvulas de tres vías, usando bombas sobredimensionadas, son usadas y el sistema es propiamente modificado a bombeo variable.

3.4.1. Sistemas de bombeo de volumen variable

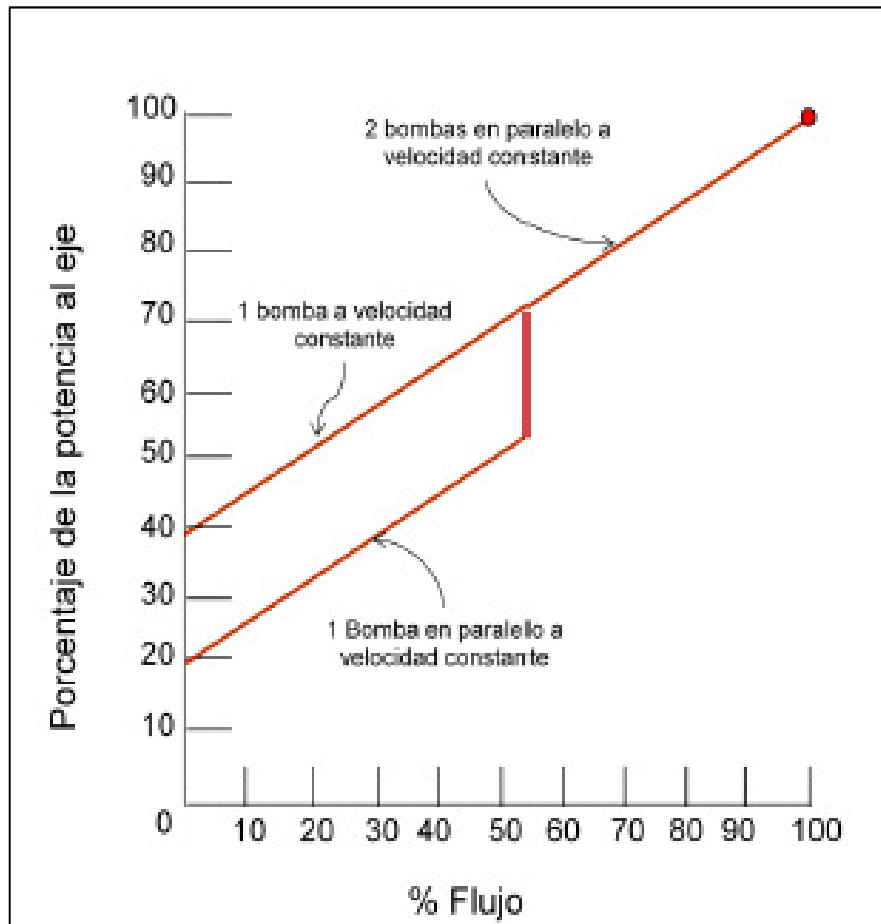
Existen varios sistemas por medio de los cuales puede tenerse un flujo variable, ya sea con bombas de velocidad constante o por medio de sistemas híbridos con bombas a velocidad constante y bombas a velocidad variable.

3.4.2. Sistema de bombeo de dos bombas a velocidad constante en paralelo: ahorros potenciales

Un sistema con bombas de velocidad constante en paralelo compite favorablemente con bombas de velocidad variable, particularmente en sistemas pequeños en donde las caídas de presión variable en tubería son una pequeña proporción del total de la cabeza de presión.

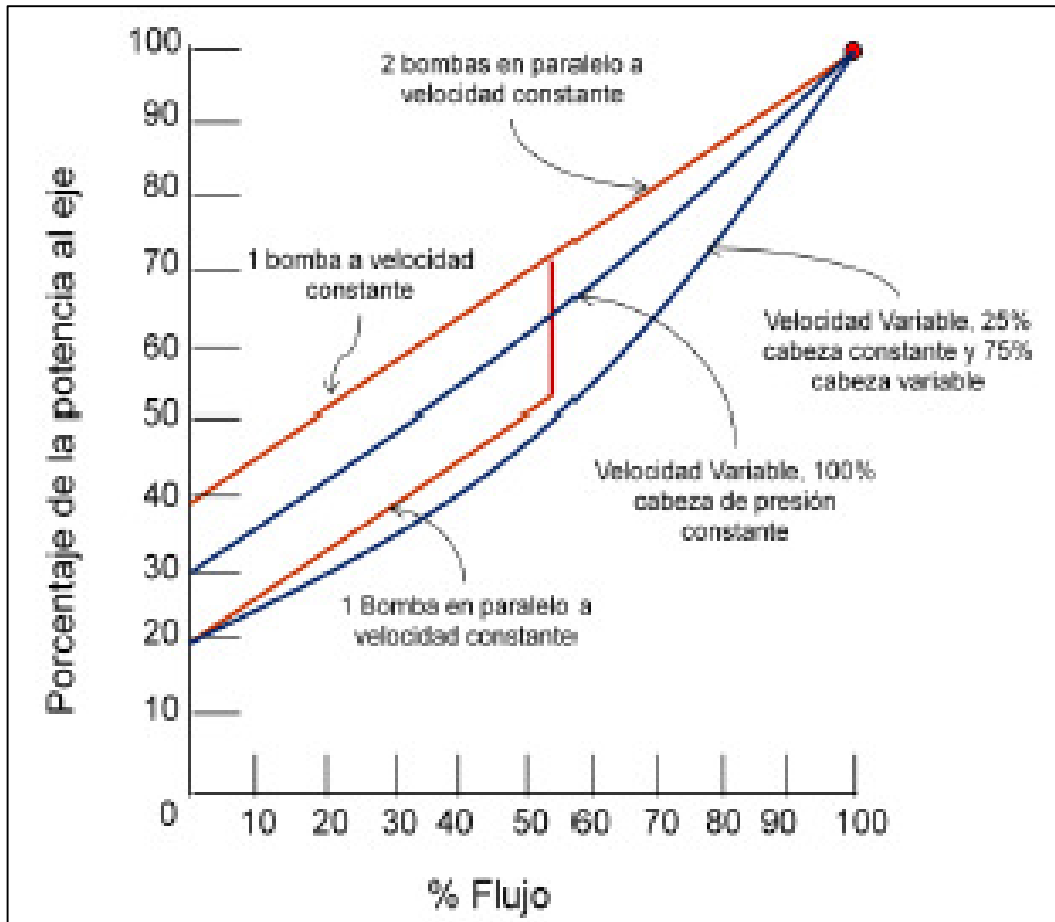
Cuando se tiene un sistema como este, las bombas de velocidad constante son seleccionadas para manejar 50 por ciento del flujo de diseño, cada bomba provee 50 por ciento del consumo de potencia que necesita el sistema a flujo total, suponiendo que la eficiencia de las bombas permanezca constante. Una gráfica que muestra la relación de consumo de potencia de las bombas de velocidad constante en paralelo, en relación a una sola bomba operando a velocidad constante es mostrada en la figura 18.

Figura 18. **Relaciones de consumo de potencia de bombas de velocidad constante en paralelo en relación a una sola bomba operando a velocidad constante**



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

Figura 19. **Aplicación de bombas similares a velocidad constante en paralelo y su comparación con una bomba de velocidad variable en relación a la porción pequeña de cabeza de presión variable**



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

3.4.3. Sistema de bombeo de bombas de velocidad constante y velocidad variable en paralelo: ahorros potenciales

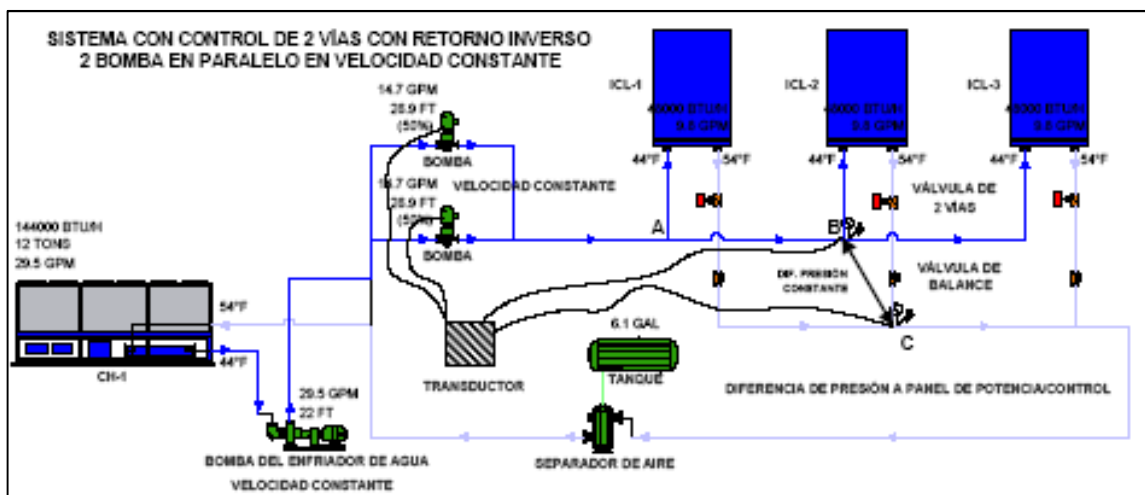
La ventaja principal para el uso de una bomba de velocidad variable en paralelo con una bomba de velocidad constante dimensionadas de manera

similar, es que el tamaño y por ello el costo del controlador de velocidad variable es reducido. Cuando están cuidadosamente seleccionadas, el ahorro corresponderá con el ahorro potencial para una sola bomba con su controlador de velocidad variable.

3.4.4. Sistema con bombas de velocidad constante en paralelo: consumo de potencia, desarrollo y evaluación de costos de operación

Para los sistemas de bombeo como estos, las bombas en paralelo son generalmente, seleccionadas a modo que cada bomba provea 50 por ciento del flujo total de diseño. La aplicación de bombas en paralelo se muestra en la figura 19.

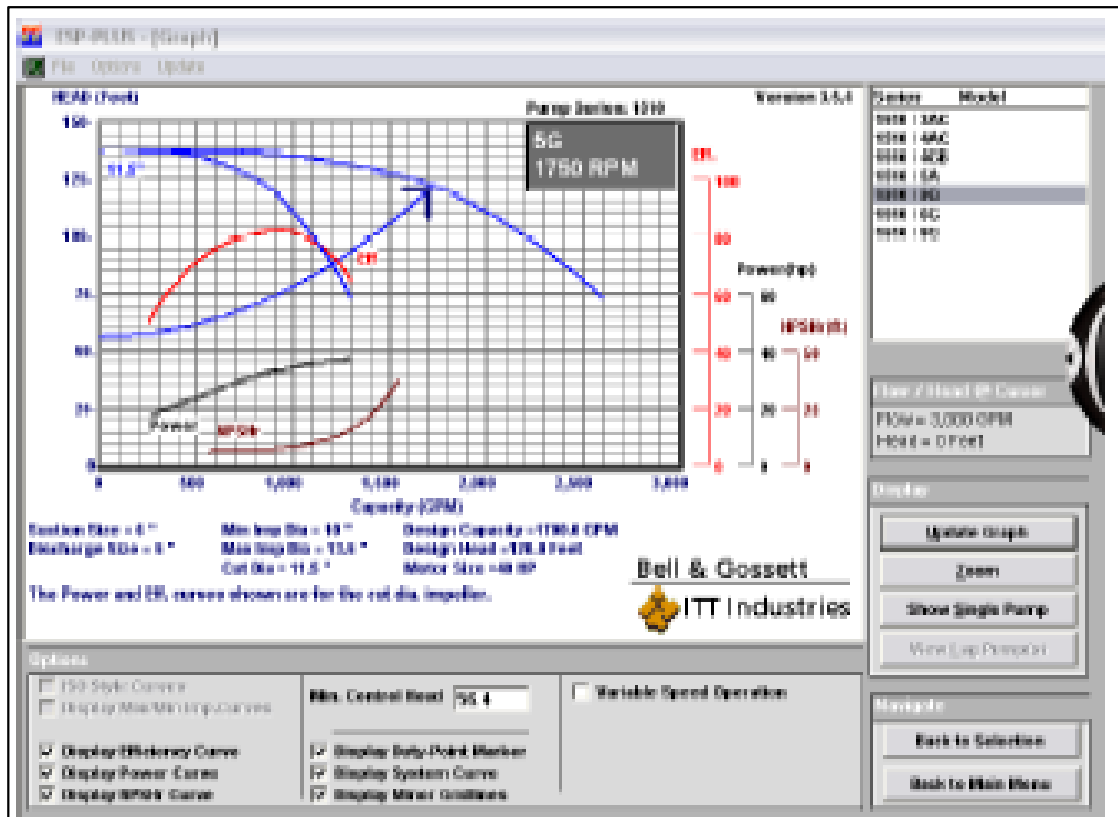
Figura 20. Sistema de bombeo cerrado con dos bombas en paralelo a velocidad constante



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

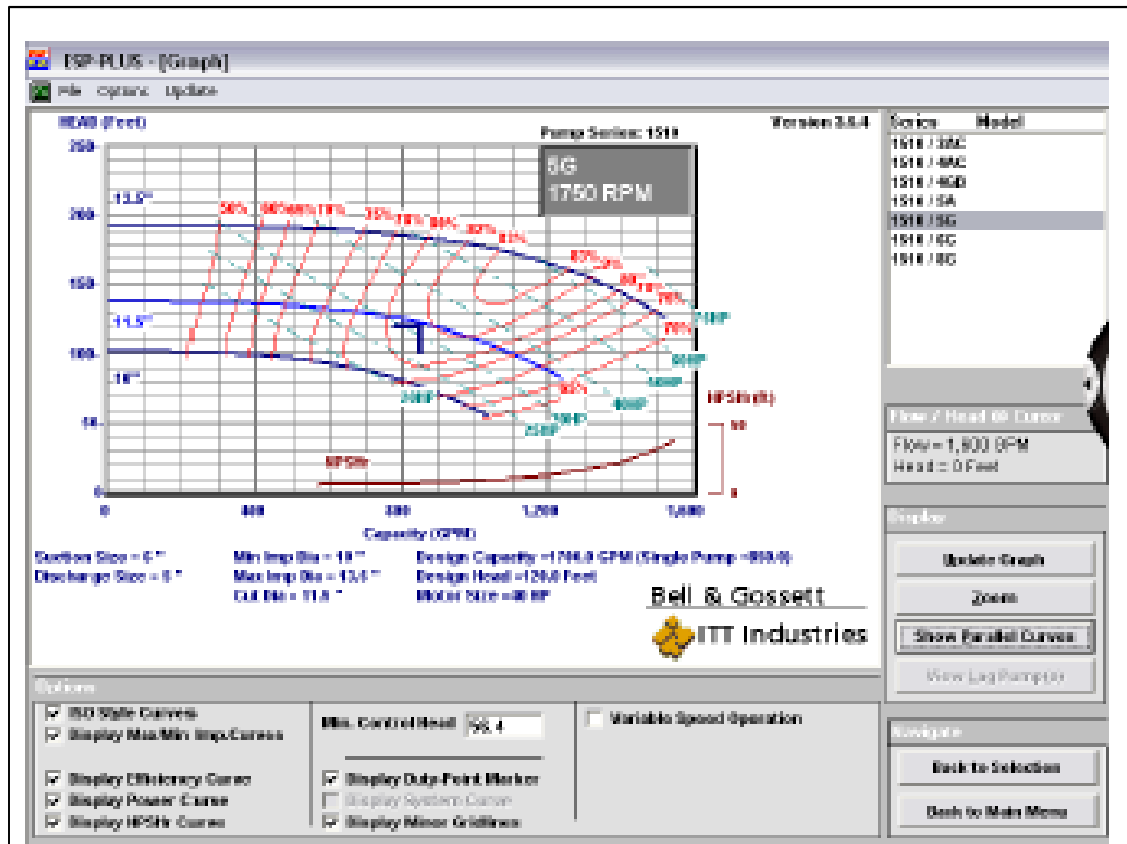
La curva de operación resultante de dos bombas operando en paralelo es la suma del flujo de cada bomba a las mismas cabezas de presión, en el caso de dos bombas similares en paralelo, cada una proveerá el 50 por ciento del flujo a similares cabezas de presión como se muestra en la figura 21.

Figura 21. **Selección de bombas en paralelo, ambas para proveer 50 % del flujo de diseño, punto de cambio: 1 200 gpm @ 88 ft**



Fuente: Software ESP Pumps. www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

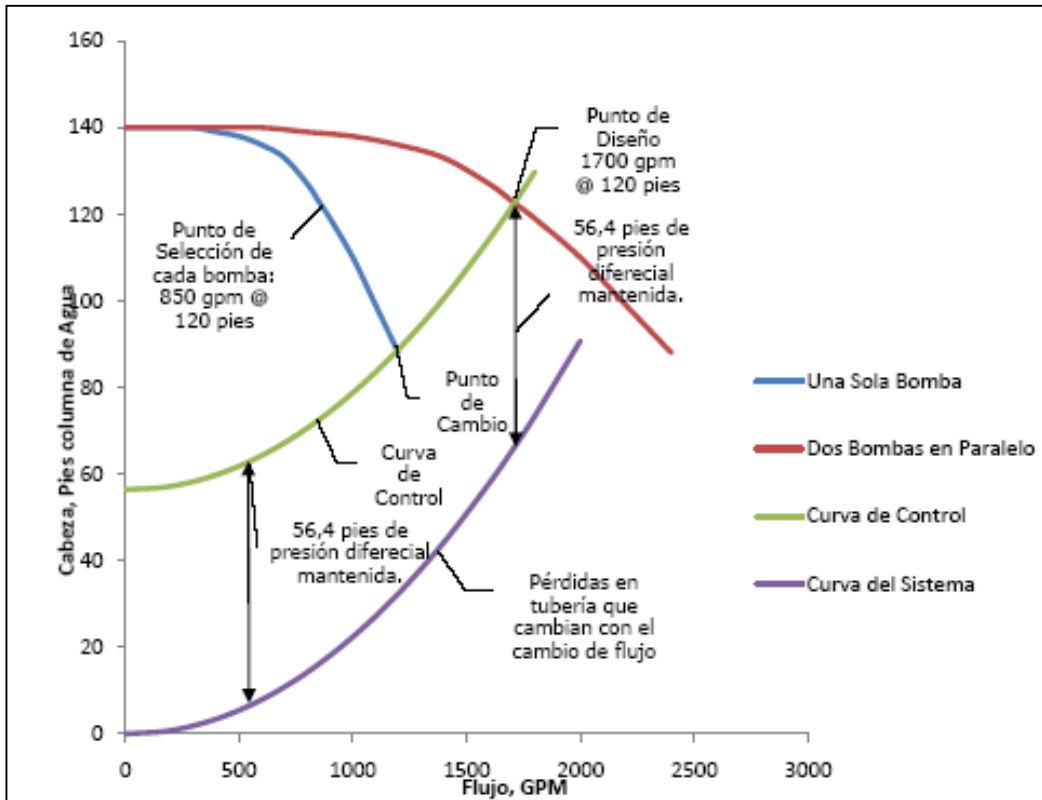
Figura 22. Curva de operación de bomba para uso en paralelo



Fuente: Software ESP Pumps. www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

La válvula de estrangulamiento simula la caída de presión que se elimina por la disminución del flujo a través de la tubería y mantiene la presión de control del sistema y, de esta manera, se elimina el problema del aumento de la presión diferencial a través de las válvulas de dos vías.

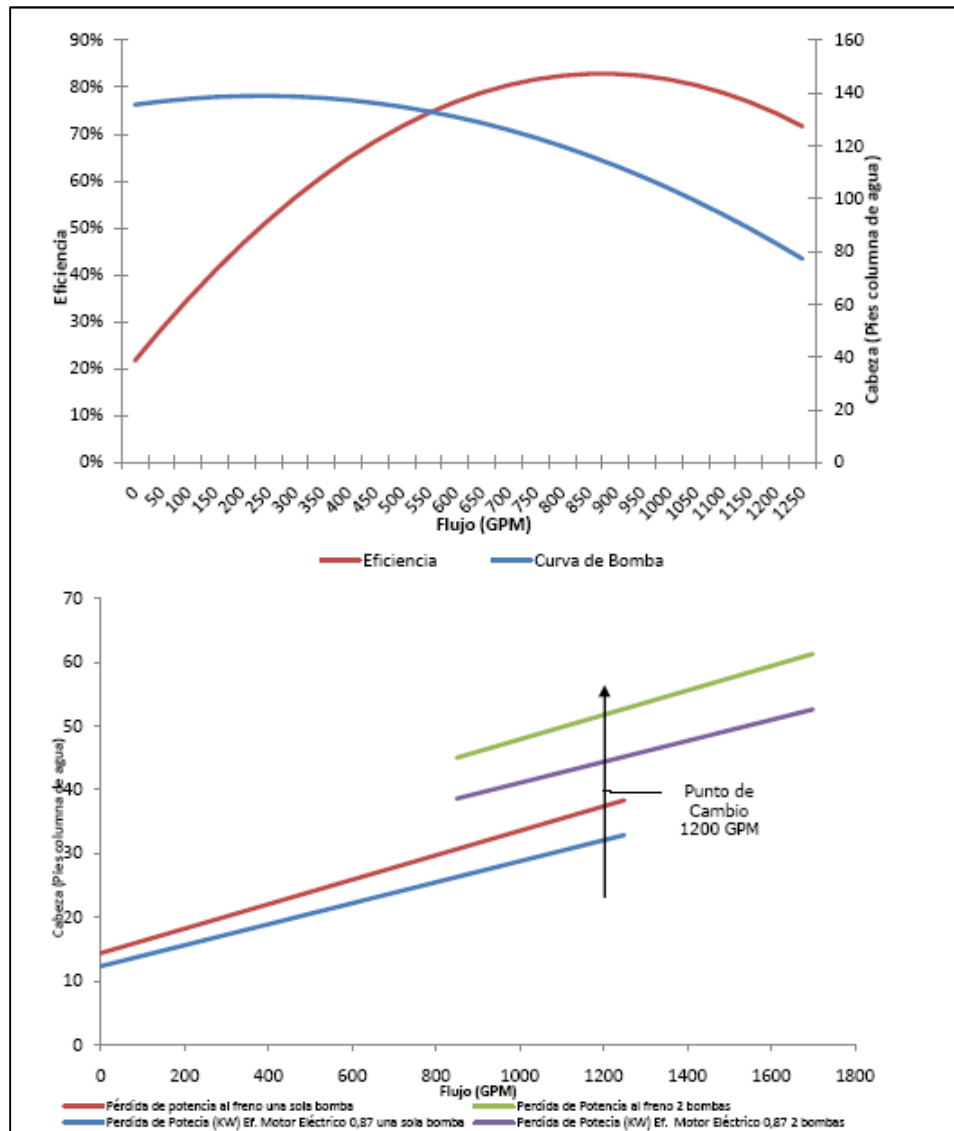
Figura 23. Ilustración de la construcción de la curva de control y la evaluación del punto de cambio



Fuente: elaboración propia.

En la gráfica 20 se muestra la curva de una sola bomba y su eficiencia. De esta curva se pueden desarrollar los caballos de fuerza y vatios de consumo de la bomba. A 1 200 galones por minuto, que es el punto de cambio, el consumo de potencia mecánica en caballos de fuerza y el consumo de potencia eléctrica en Watts es menor que el propuesto de 40 caballos de fuerza de la selección del motor. El flujo en el punto de cambio, a 1 200 galones por minuto está también dentro de los confines operacionales de la curva de la bomba, para que las bombas en paralelo puedan ser usadas como se ha descrito.

Figura 24. **Curvas de operación de la bomba para sistemas de bombeo de dos bombas con capacidad igual y análisis de consumo de potencia**



Fuente: elaboración propia.

El consumo en kilovatios para bombas de velocidad constante en paralelo de flujo variable, puede ser determinado usando la curva de una sola bomba

operando de 0 a 1 200 galones por minuto, que es el punto de cambio y luego usando la curva de consumo de potencia en kilovatios de las dos bombas de 1 200 galones por minuto hasta los 1 700 galones por minuto.

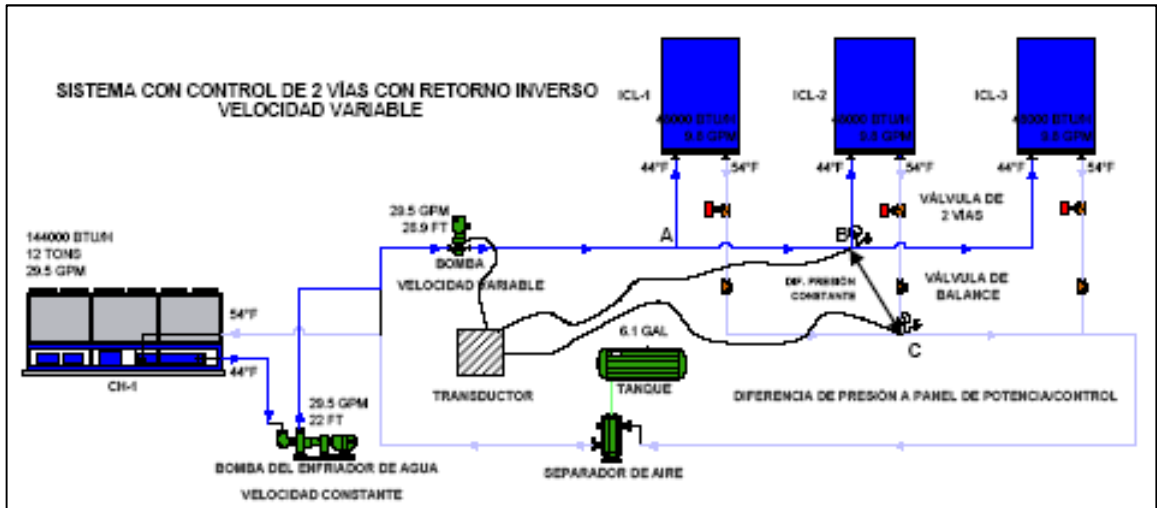
Luego de tener la curva de consumo de potencia, estas se pueden aplicar al perfil de carga para determinar el costo de operación anual en la tabla III, de nuevo, sabiendo que el costo por kilovatio hora es de US\$ 0,11626 según la Comisión Nacional de Energía Eléctrica de Guatemala.

Se puede concluir que el costo mensual de operación es de US\$ 2 433,71.

3.4.5. Sistema de bombeo de una sola bomba de velocidad variable: consumo de potencia, desarrollo y evaluación de costos de operación

Para el análisis del sistema de bombeo de velocidad variable con una sola bomba, se cambia el sistema con válvulas de dos vías para control, operada con una bomba de velocidad constante de la figura 6 y el sistema de dos bombas de velocidad constante en paralelo, ilustrado en la figura 17, por un sistema de una sola bomba operando a velocidad variable, como se muestra en la figura 25.

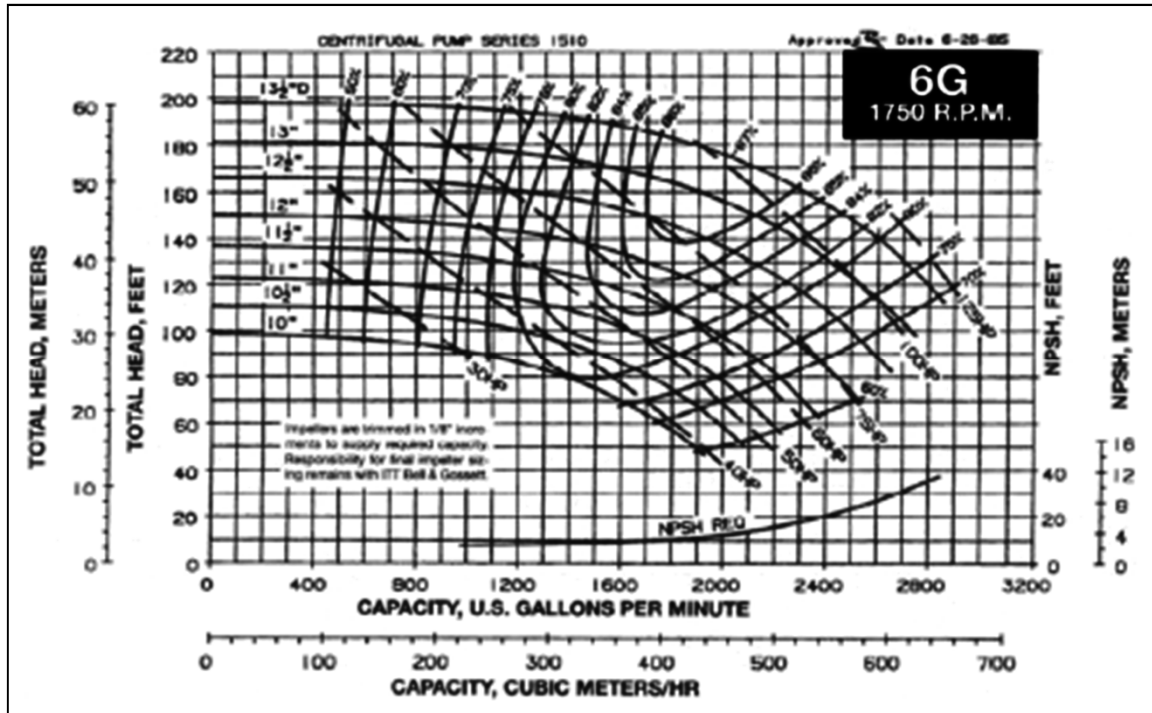
Figura 25. Sistema de bombeo de velocidad variable usando válvulas de dos vías para control y sistema de tubería de retorno inverso



Fuente: ITT Industries, 2003.

La selección de la bomba está en la gráfica 24 y es idéntica a la mostrada para el análisis de la bomba de velocidad constante, la cual sería una serie 1510, modelo 6G.

Figura 26. Selección de la bomba para operar a velocidad variable, operando a 1 700 gpm y 120 pies de cabeza de presión



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

Para cualquier punto específico de flujo y cabeza de la bomba, y la curva seleccionada para el 100 por ciento de la velocidad de operación, una tabla como la que se presenta a continuación puede ser desarrollada.

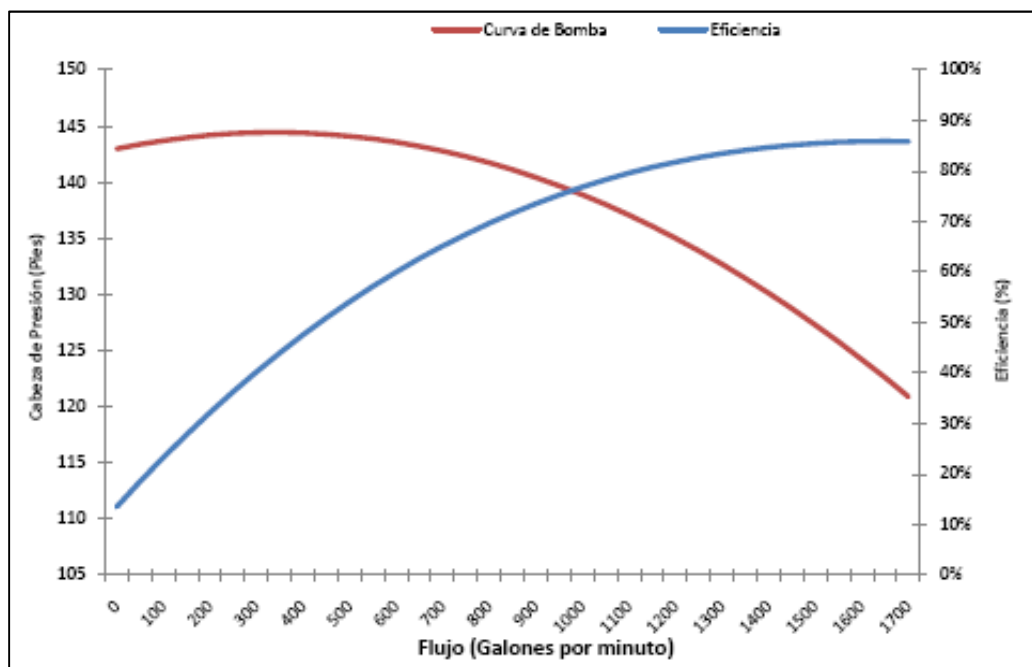
Tabla III. Variación del flujo respecto de la velocidad

% velocidad de la bomba	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10	0
% de flujo	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10	0
% cabeza de presión	100	81	64	49	36	25	16	9	4	1	0

Fuente: elaboración propia.

La figura 27 muestra el ejemplo de la curva de la bomba específica, seleccionada para el 100 por ciento de la velocidad de la bomba. La curva ilustra los puntos de flujo y cabeza y también muestra la curva de la eficiencia según el flujo de la bomba. Los puntos de flujo y presión son usados para calcular la variación de la curva con el cambio de velocidad.

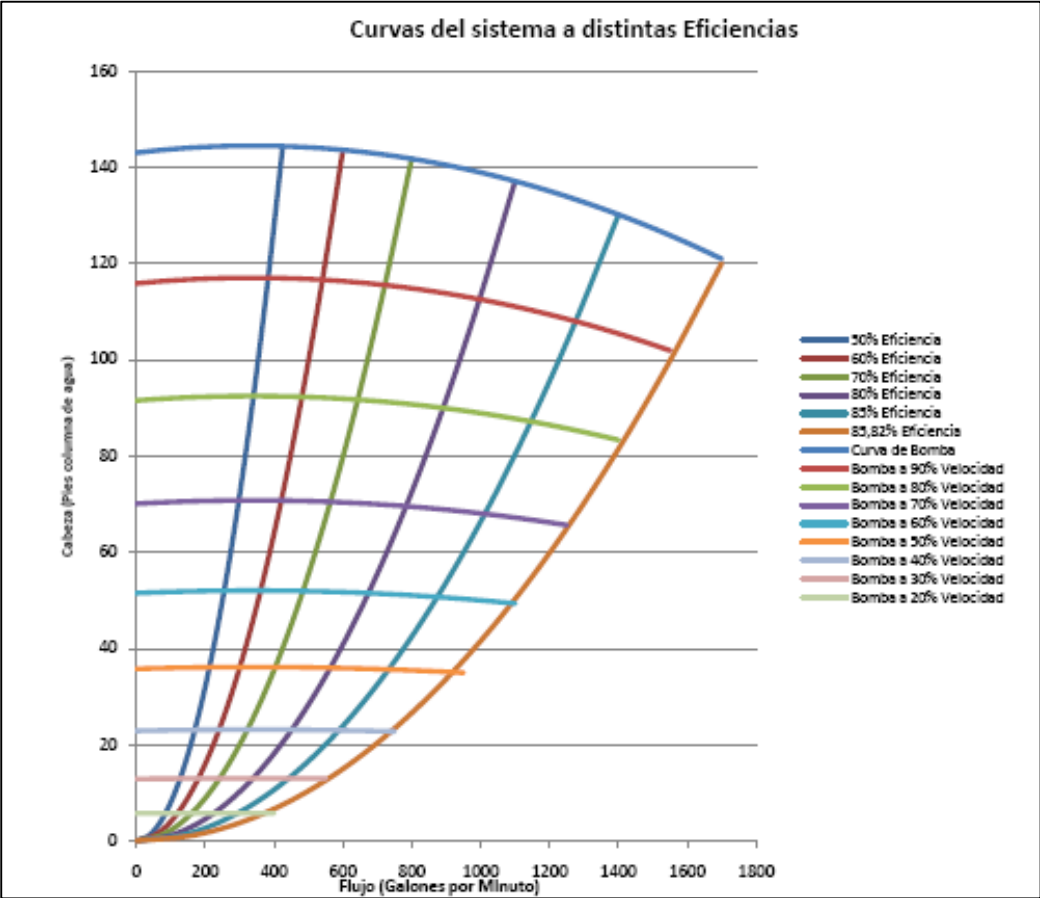
Figura 27. **Curva de la bomba de la selección la relación entre el flujo y la cabeza de presión a varios puntos de eficiencia a 100 % de la velocidad**



Fuente: elaboración propia.

Cálculos similares se llevan a cabo para identificar variaciones de flujo y cabeza con el cambio de velocidad para otros puntos de eficiencia. Estos puntos pueden ser graficados e interconectados en una curva de bomba base como se muestra en la figura 28, para proveer un punto de vista completo de la característica de la bomba de velocidad variable con el cambio de velocidad.

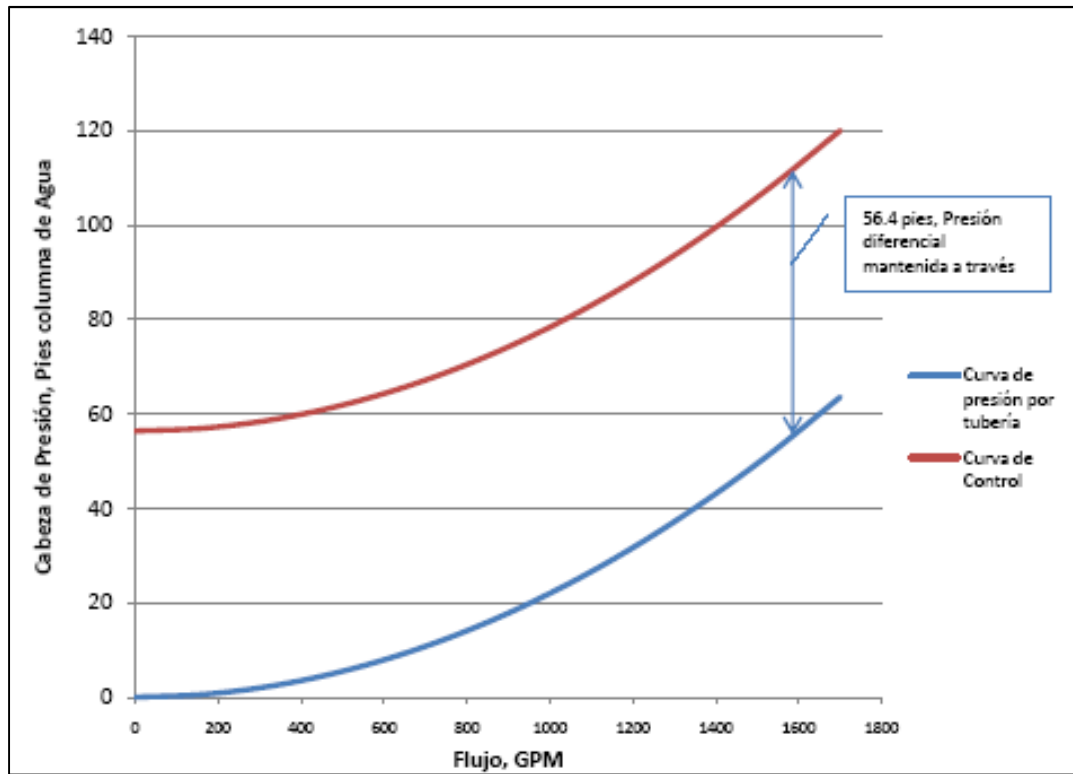
Figura 28. **Curvas de eficiencia constante en función de la velocidad de la bomba**



Fuente: elaboración propia.

Cuando la presión diferencial de 56,4 pies es añadida a la curva de cabeza de presión de pérdida como en la figura 29, una curva de suma de cabeza es obtenida. Esta es llamada la curva de control e ilustra la cabeza actual de la bomba que debe ser mantenida por la bomba, así como el flujo del sistema cambia.

Figura 29. **Curva de control**



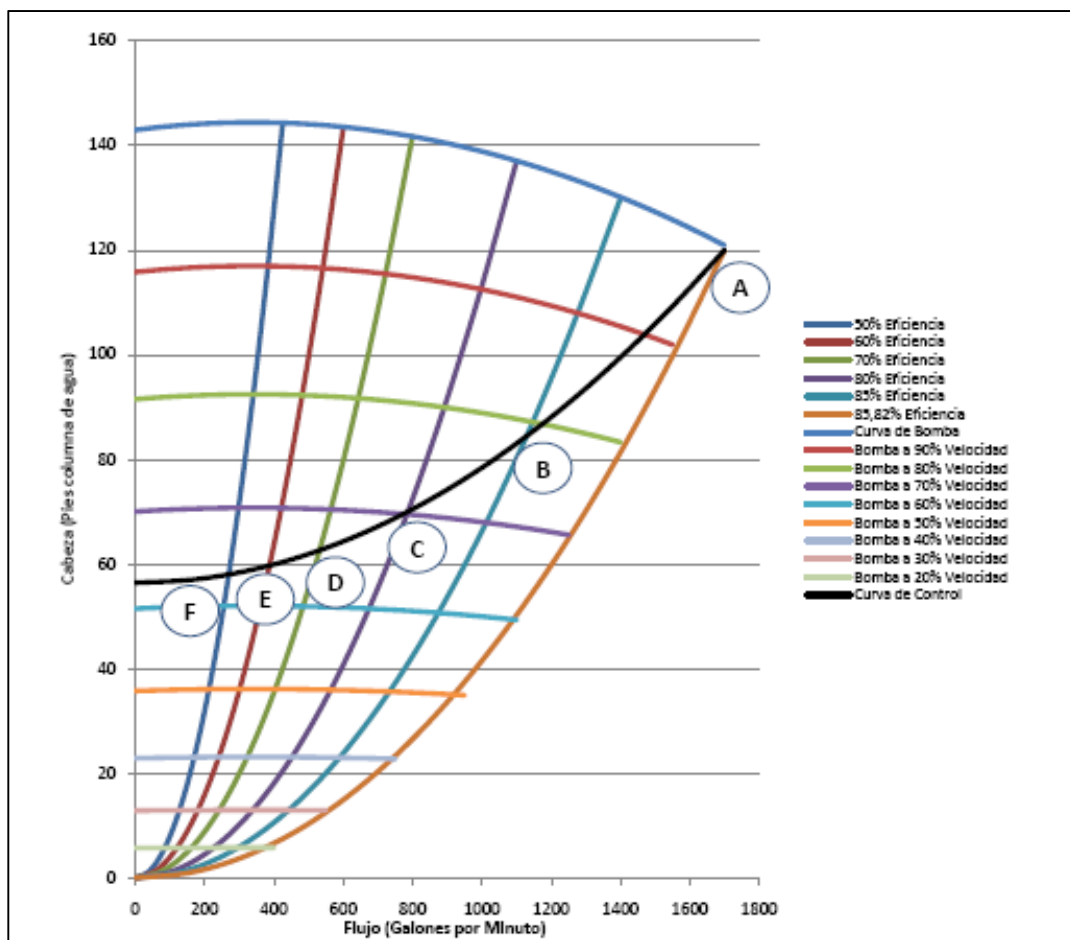
Fuente: elaboración propia.

Los puntos de operación para la bomba de velocidad variable serán determinados por la intersección de las curvas de eficiencia y velocidad con la curva de control. Para determinar los puntos de operación, las curvas de operación de velocidad variable pueden ser creadas en la gráfica de la curva de control o viceversa. En este caso, y para simple ilustración, las curvas de la bomba de velocidad variable pueden ser graficadas a través de la curva de control como se muestra en la figura 30

3.5. Curvas del sistema a distintas eficiencias y curva de control

A continuación se presenta la curva de eficiencia junto a la curva de control.

Figura 30. Puntos de operación a velocidad variable



Fuente: elaboración propia.

Los puntos de operación de bomba de velocidad variable son definidos a la intersección de la curva de la bomba de velocidad variable con la curva de control.

Como se observa en la figura 31, la velocidad de operación mínima (a 0 galones por minuto) será de 63 por ciento de la máxima; 1 750 revoluciones por minuto, multiplicado por el porcentaje de velocidad será de 1 103 revoluciones por minuto. A 800 galones por minuto de flujo de sistema, la velocidad de la bomba será de 70 por ciento de la velocidad de la bomba, o 1 225 revoluciones por minuto y a flujo completo, que será de 1 700 galones por minuto, la velocidad de la bomba será de 1 750 revoluciones por minuto.

La curva de consumo de potencia para la aplicación de la bomba de velocidad variable será establecida por el consumo determinado a la velocidad variable, que son la intersección de la curva de control con las curvas de eficiencia. El consumo de potencia al freno se define usando la simple ecuación de consumo de potencia que se muestra a continuación.

Consumo de potencia al freno (BHP) = flujo (gpm) x cabeza (pies columna de agua) / 3 960 x eficiencia de bomba

La tabla IV muestra el desarrollo del consumo de potencia para los puntos A, B, C, D, E y F derivados de la gráfica 28.

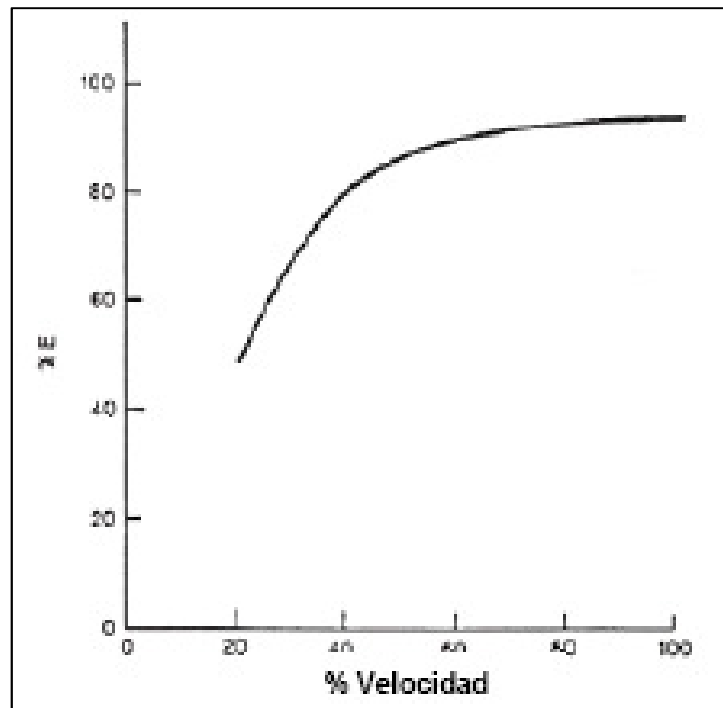
Tabla IV. Consumos de potencia

Punto	% De caudal	Eficiencia	Flujo (gpm)	Cabeza de Presión (Ft.)	Potencia al Freno de Bomba (HP)	% de Potencia de Bomba
A	100%	85,82%	1 700	120,0	60,03	100,00%
B	79%	85,00%	1 128	84,4	28,28	47,12%
C	70%	80,00%	786	69,9	17,34	28,89%
D	66%	70,00%	531	62,5	11,97	19,95%
E	64%	60,00%	387	59,7	9,72	16,20%
F	63%	50,00%	270	58,0	7,91	13,18%

Fuente: elaboración propia.

Para poder desarrollar la variación del consumo de energía real en kilovatios con el flujo, la eficiencia para ambos, el controlador de velocidad variable y para el motor controlado deben ser establecidas. La eficiencia del controlador de velocidad variable aparenta seguir la relación mostrada en la figura 31, ya que la misma está relacionada con el porcentaje de la velocidad.

Figura 31. **Gráfica de eficiencia del variador de frecuencia**



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

La eficiencia del controlador de velocidad variable se mantiene a altos valores de velocidad arriba del 50 por ciento. Haciendo notar que pocos controladores de velocidad variable para aplicaciones de sistemas de aire acondicionado operarán a velocidades debajo de 50 por ciento de la velocidad máxima, por lo que un promedio de 92 por ciento puede ser usado.

Se puede concluir de este y de estudios anteriores según experiencia del fabricante de estos controladores, la carga en potencia para un sistema convencional de bombeo de velocidad constante raramente estará por debajo del 50 por ciento de la carga de diseño. En este rango, la eficiencia del motor es mantenida cerca de la eficiencia a plena carga.

Por esta razón, la variación en eficiencia del motor a velocidad constante no se toma en cuenta. Las consideraciones anteriores se pueden tomar en cuenta para un sistema de velocidad variable, ya que la pérdida de potencia a bajos flujos es también baja, sin embargo, el tiempo de operación a estas condiciones es muy corto y por ello los cambios en la eficiencia en el motor no hacen una diferencia significativa en los resultados finales.

El cálculo final para establecer la pérdida de potencia real en kilovatios, como función del cambio de flujo se muestra para este caso.

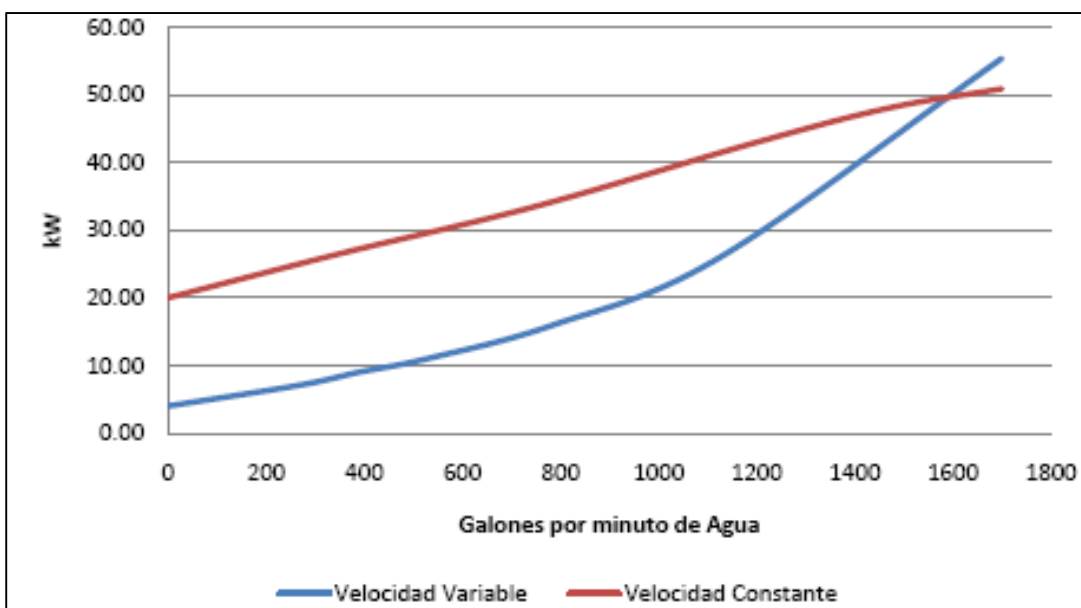
Tabla V. **Desarrollo de consumo de potencia (kW) en relación al cambio de flujo de agua**

Punto	% de caudal	Eficiencia %	Flujo (gpm)	Cabeza de presión (pies)	Potencia al freno de bomba (HP)	Eficiencia del motor %	Eficiencia del variador %	Potencia kW
A	100	85,82	1 700	120,0	60,03	89,00	92,00	55,42
B	79	85,00	1 128	84,4	28,28	89,00	92,00	26,11
C	70	80,00	786	69,9	17,34	89,00	92,00	16,01
D	66	70,00	531	62,5	11,97	89,00	92,00	11,05
E	64	60,00	387	59,7	9,72	89,00	92,00	8,98
F	63	50,00	270	58,0	7,91	89,00	92,00	7,30

Fuente: elaboración propia.

La carga versus la pérdida de potencia en kilovatios es graficada en la figura 32 para este caso. Asimismo, la diferencia en el consumo de potencia entre el sistema de velocidad constante y el sistema de velocidad.

Figura 32. **Comparación entre el sistema de velocidad variable y velocidad constante**



Fuente: elaboración propia.

Ahora ya se puede aplicar el perfil de la carga, el mismo para los casos anteriores para la relación de flujo y potencia. El cálculo final de la pérdida en kilovatios, para este caso se muestra la tabla VI:

Tabla VI. **Costos de operación de una sola bomba de velocidad constante. (1 US\$ = 8 GTQ)**

% de carga	% tiempo	Horas por mes	Flujo gpm	KW	KW por mes	US\$ /KWh	US\$ por mes
0-10	2	14,40	170	5,76	83	0,12	9,64
10-20	3	21,60	340	7,6	165	0,12	19,24
20-30	5	36,00	510	10,72	386	0,12	44,88
30-40	15	108,00	680	14,94	1,613	0,12	187,56
40-50	20	144,00	850	20,31	2,925	0,12	340,02
50-60	30	216,00	1 020	26,84	5,797	0,12	673,96
60-70	15	108,00	1 190	34,52	3,728	0,12	433,46
70-80	5	36,00	1 360	43,36	1,561	0,12	181,49
80-90	3	21,60	1 530	53,36	1,153	0,12	133,99
90-100	2	14,40	1 700	64,51	929	0,12	108,00

Fuente: elaboración propia.

3.6. Ahorros de operación de sistemas de bombeo de velocidad variable afectados por las variables de aplicación

Además de las mencionadas anteriormente, hay otras variables que afectan los ahorros operacionales, las cuales son:

- Ubicación de los sensores de presión diferencial para controlar la velocidad de bombeo en relación al diseño del sistema de tubería.

3.6.1. Balance de flujo a cargas altas

Es la recuperación de la carga del sistema luego de ser apagado, el cual depende del diseño del sistema.

Los efectos de estas variables en los costos de operación de sistemas de bombeo de velocidad variable serán discutidos a continuación, haciendo referencia a los diagramas de sistema. Las variables son interrelacionadas y sus efectos varían de acuerdo a la aplicación de velocidad variable.

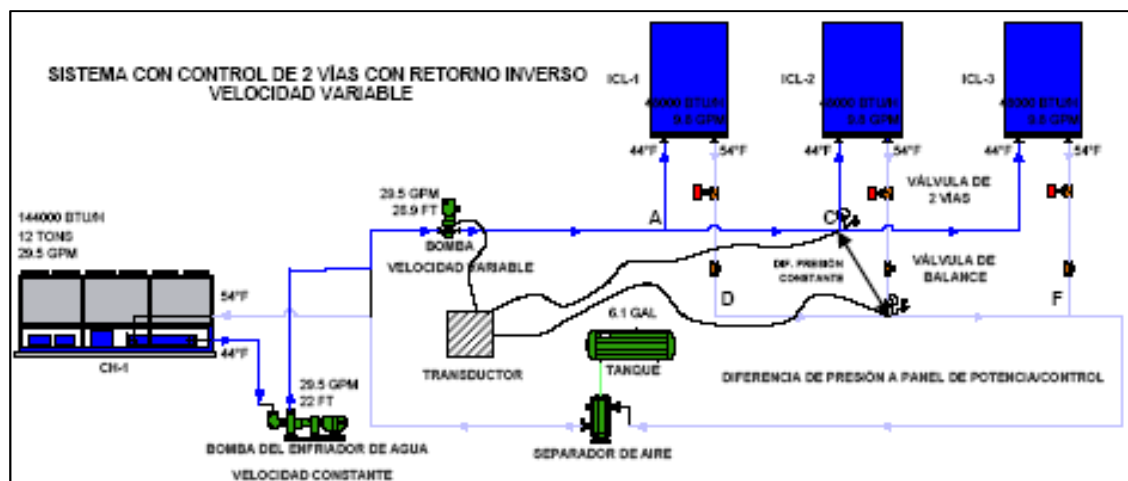
3.7. Mayor diferencia entre los sistemas de retorno directo y retorno inverso en términos de la aplicación de la bomba de velocidad variable

La mayor diferencia entre el sistema de retorno inverso y el sistema de retorno directo tiene que ver con el tiempo que tarda el sistema en recuperar la carga luego de ser apagado, situación que se denomina *pickup*. Los sistemas de tubería de retorno inverso propiamente balanceados llevan a recuperaciones de carga más parejas, luego del paro del sistema por el fin de semana.

3.8. Ubicación de los sensores de control de presión diferencial y balance a cargas altas en sistemas de retorno inverso

La ubicación de los sensores de presión determinará en gran medida la calidad de medición, en la figura 33 se muestra su correcta ubicación.

Figura 33. Sistema de bombeo de retorno inverso con los sensores de diferencial de presión localizados en el centro del circuito



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

El diagrama de tubería mostrado en la gráfica 34 ilustra el sistema de velocidad variable con retorno inverso. Cada subcircuito que contiene la unidad terminal y su válvula de control de dos vías (A-D, C-D y C-F) está balanceada contra los subcircuitos subsecuentes. Por ejemplo, si el subcircuito C-D tiene 30 pies de cabeza de presión de pérdida al flujo de diseño y el subcircuito A-D y C-F tiene 15 pies de cabeza de presión de pérdida al flujo de diseño. Los subcircuitos con cabeza de presión de pérdida más bajos requerirán 15 pies de caída de presión adicional para obtener un balance.

Este balance permitirá recuperaciones de carga (*pickup*) más parejas luego de un paro por fin de semana y ayudarán a prevenir que los sub-circuitos de las terminales con cabezas de presión de pérdida más bajas se roben el flujo bajo condiciones de carga alta. Ya que el sistema es altamente variable, los enfriadores de agua (*chillers*) son bombeados separadamente usando un sistema de primario y secundario.

Uno de los requerimientos para la aplicación de los sistemas de velocidad variable, en la mayoría de los sistemas de aire acondicionado, es que cada unidad terminal debe tener la capacidad de dar la carga plena a todo momento.

Para poder dar el flujo completo a través de cualquier unidad terminal, la cabeza de presión necesaria debe ser mantenida relativamente constante por medio del uso de sensores de presión diferencial, como los mostrados en la figura 34.

Figura 34. Sistema de retorno directo con ubicación de los sensores de diferencial de presión



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

Ya que los sistemas de tubería de retorno inverso tienen en principio la misma caída de presión en tubería en todos los subcircuitos, por lo que estarán balanceados, suele preferirse este sistema sobre el sistema de tubería de retorno directo.

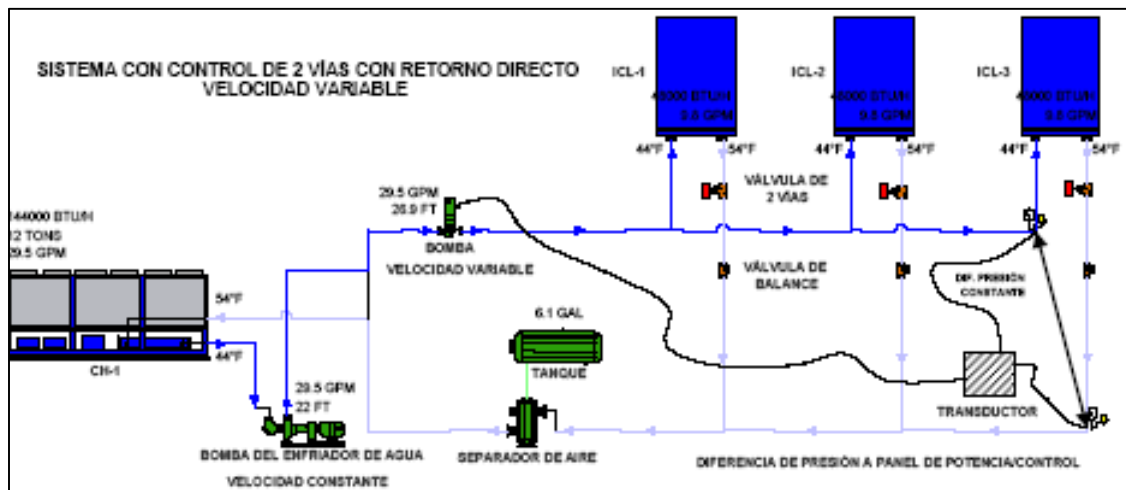
Cuando la caída de presión a través de los subcircuitos de las unidades terminales es diferente, un simple ajuste en las válvulas de balance proveerá balance de flujo para plena carga.

El sentido común que dice que es mejor diseñar con sistemas de tubería de retorno inverso, también dirá que no importa en qué subcircuito de un sistema de bombeo variable ubicar los sensores de presión diferencial.

3.8.1. Ubicación de los sensores de control de presión diferencial y el balance de flujo a cargas altas en un sistema de tubería de retorno directo

El sistema de tubería de retorno directo requiere, generalmente, que los sensores de presión diferencial estén localizados a través del último o más lejano subcircuito terminal. Los subcircuitos de la terminal están balanceados contra los otros, así que la misma cabeza de presión de pérdida al flujo de diseño es mantenida para todos los subcircuitos. En este tipo de sistemas para bombeo de velocidad variable, la caída de presión por tubería no es tomada en cuenta en el balance. La razón es como se detalla a continuación; la figura 35 ilustra un sistema de retorno directo balanceado convencionalmente cuando se usan bombas de velocidad constante

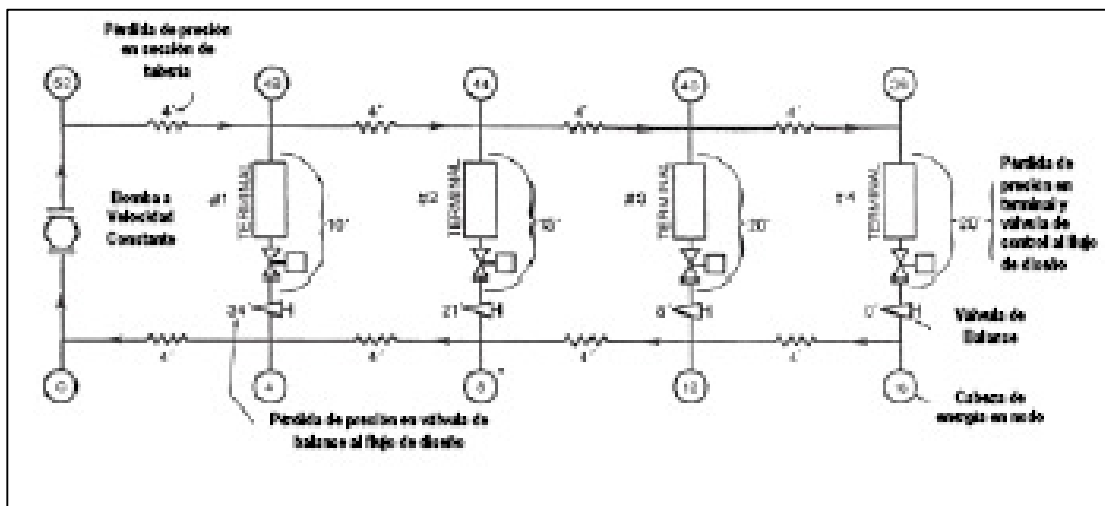
Figura 35. Sistema de retorno directo con ubicación de los sensores de diferencial de presión



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

Cada subcircuito tiene 20 pies de caída de presión al flujo de diseño, y cada una de las secciones de la línea de suministro o retorno tiene una cabeza de pérdida de presión de 4 pies al flujo de diseño. Los números circulados indican la cabeza de energía requerida en los puntos de unión al flujo completo. El número ubicado al lado de las válvulas de balance ilustra la caída de presión predeterminada en las mismas para el flujo de diseño de velocidad constante.

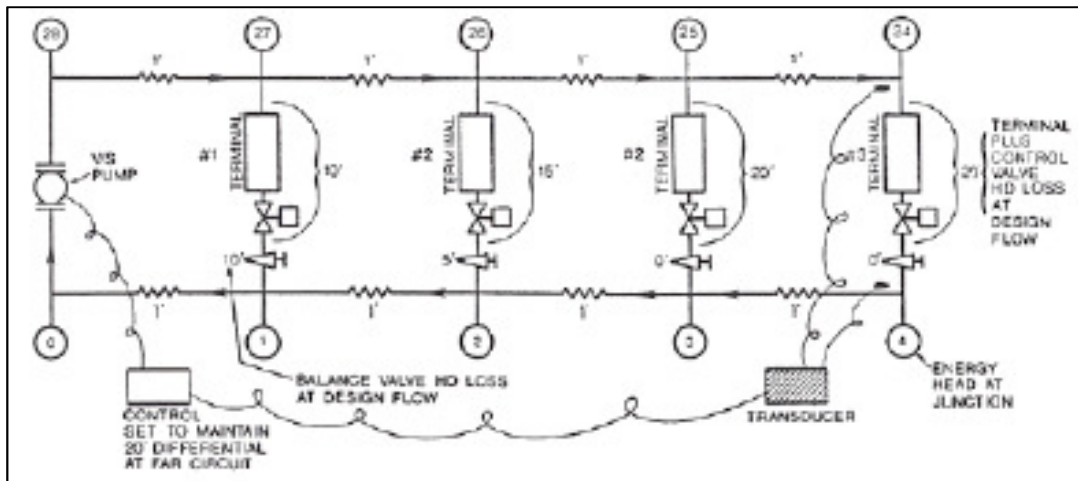
Figura 36. **Balanceo de las líneas de las unidades terminales para sistemas de velocidad constante y válvulas de dos vías**



Fuente: ITT Industries, 1999.

La bomba de velocidad variable se aplicará al sistema ya balanceado, mostrado en la figura 36. Los puntos de los sensores de presión diferencial son tomados en cuenta en el circuito más alejado y que el control está ya predefinido para mantener 20 pies de cabeza de presión diferencial a este punto. El sistema operará satisfactoriamente al flujo pleno, pero tendrá dificultades operacionales a bajas cargas (a 50 por ciento del flujo), como se muestra en la figura 37.

Figura 38. **Se muestra el mejor balanceo operando el sistema al 50 % del flujo de diseño con retorno directo**



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

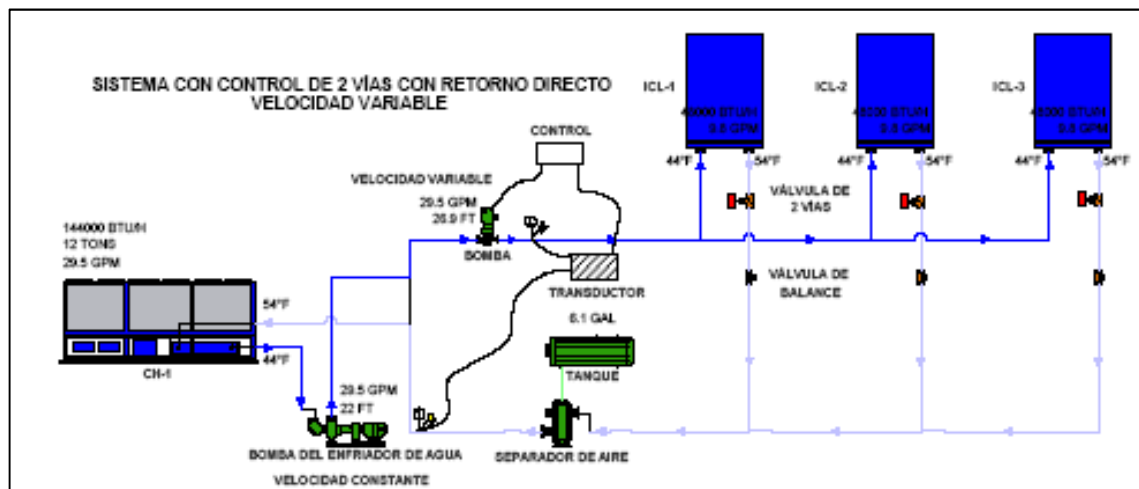
Como la caída de presión de la tubería no se ha tomado en cuenta, el sistema de bombeo de velocidad variable de retorno directo puede estar sujeto a pickup disparado después de un paro por fin de semana. Costos de operación para cargas altas pueden ser mayores para sistemas de retorno directo comparados con retorno inverso porque una válvula muy abierta cerca de la bomba puede sustraer más flujo de que realmente necesita.

Por ejemplo, a flujo pleno de diseño, el circuito 1 en la figura 38 tendrá 44 pies de presión diferencial a través de su circuito, pero tiene solamente 20 pies de cabeza de presión diferencial al flujo de diseño. Con una válvula de control totalmente abierta, el flujo crecerá en un factor de $(44/20)^{1/2}$ o en 50 por ciento arriba del diseño.

3.8.2. Uso incorrecto de los sensores de control de presión diferencial

Los sistemas de bombeo de velocidad variable pueden no proveer su potencial de ahorro completo debido a ubicaciones inapropiadas de los sensores de presión, como se muestra en la figura 39.

Figura 39. **Sensor de presión diferencial localizado erróneamente en el retorno y suministro de la bomba**



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

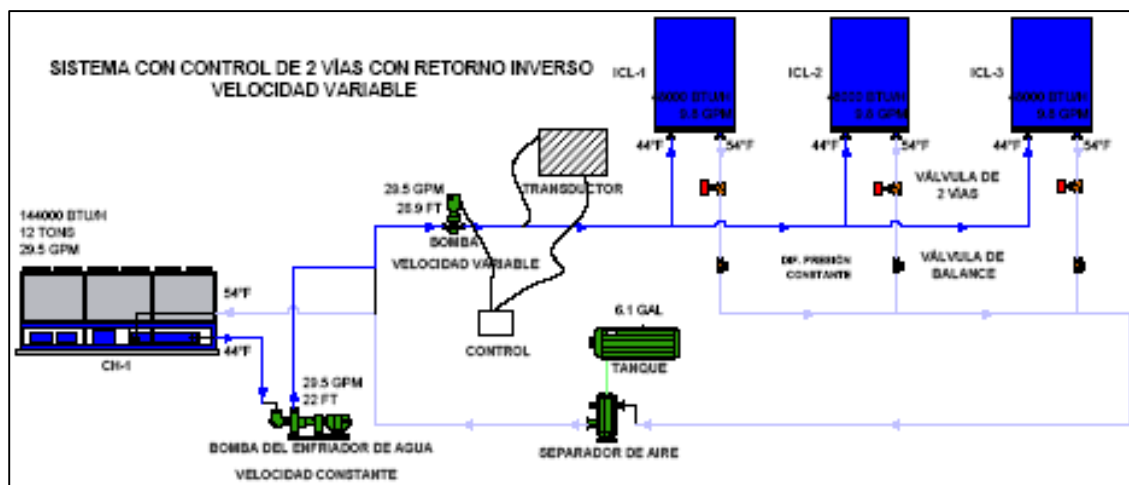
La señal de presión diferencial es a veces tomada a través de la tubería de descarga y suministro, principales, es decir, descarga y suministro de la bomba misma. Esto puede realizarse con la creencia errónea de que:

- El costo de correr las líneas de señal desde el transductor al final del circuito hasta la bomba puede ser muy alto.

- Este es el mejor lugar para control. Este es probablemente, la peor ubicación, ya que el resultado de tomar la presión diferencial a través de la bomba es esencialmente convertir la bomba de velocidad variable en una de velocidad constante que tiene la característica de tener una cabeza de presión plana. Algunos ahorros limitados en potencia consumida ocurrirán, pero solo porque las bombas centrífugas tiene la característica cabeza de presión creciente cuando el flujo de la bomba decrece.

Las bombas de velocidad variable son en algunas ocasiones controladas por un solo sensor de presión instalado cerca de la descarga de la bomba. Mientras esto puede ser en cierto sentido, una aplicación de velocidad variable, es una aplicación pobre cuando se usa en un sistema cerrado de enfriamiento, como se muestra en la figura 40.

Figura 40. **Un solo sensor de presión ubicado erróneamente a la descarga de la bomba**



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

3.9. Análisis de rentabilidad sistema de bombeo de velocidad constante con una sola bomba y sistema con válvulas de dos vías

Para hacer una comparación en cuanto a rentabilidad de los sistemas de bombeo de volumen variable, se hacen los cálculos de Valor Actual Neto. No es objetivo de esta investigación dar a conocer los fundamentos del cálculo del método de Valor Actual Neto, por lo que solo se muestran resultados generales a fin de comparar las tres tecnologías citadas en cuanto al caso de estudio específico. Se utiliza el US \$ como moneda, ya que es más estable que el quetzal y haciendo notar que 1 US \$ equivale a 8 quetzales.

Figura 41. **Sistema de bombeo de velocidad constante con una sola bomba y sistema con válvulas de dos vías**

Tasa de interés a aplicar:	8,3 por ciento anual.
Años para la evaluación:	5 (60 períodos considerando capitalización mensual)
Inversión inicial:	US\$ 9 649,00 Se compone de lo siguiente:
	<ul style="list-style-type: none">• Bomba de velocidad constante.• Válvula de triple uso a la descarga.• Difusor de succión en la succión de la bomba.• No usa controlador.
Costo de energía eléctrica mensual:	US\$ 3 097,41
Los costos de mantenimiento no se toman en cuenta, ya que se ha observado que en general son similares en los casos estudiados.	
El tiempo de vida de los equipos se estima como mínimo con una buena instalación de 20 años.	
VAN:	US\$ 162 406,97

Fuente: elaboración propia.

Figura 42. Sistema de bombeo de velocidad constante con dos bombas en paralelo y sistema con válvulas de dos vías

Tasa de interés a aplicar:	8,3 por ciento anual
Años para la evaluación:	5 (60 períodos considerando capitalización mensual)
Inversión inicial:	US\$ 19 802,00
Se compone de lo siguiente:	
<ul style="list-style-type: none">• Bomba de velocidad constante• Válvula de triple uso a la descarga• Difusor de succión en la succión de la bomba• Controlador para bombas en paralelo	
Costo de energía eléctrica mensual:	US\$ 2 433,71
Los costos de mantenimiento no se toman en cuenta, ya que se ha observado que en general son similares en los casos estudiados.	
El tiempo de vida de los equipos se estima como mínimo con una buena instalación de 20 años.	
VAN:	US\$ 139 827,63

Fuente: elaboración propia.

Figura 43. Sistema de bombeo de velocidad variable con una sola bomba y sistema con válvulas de dos vías

Tasa de interés a aplicar:	8,3 por ciento anual.
Años para la evaluación: mensual)	5 (60 períodos considerando capitalización mensual)
Inversión inicial:	US\$ 20 551,00
Se compone de lo siguiente:	
	<ul style="list-style-type: none">• Bomba de velocidad constante• Válvula de triple uso a la descarga• Difusor de succión en la succión de la bomba• Controlador de velocidad variable con sensor de diferencial de presión
Costo de energía eléctrica mensual:	US\$ 2 132,23
Los costos de mantenimiento no se toman en cuenta, ya que se ha observado que en general son similares en los casos estudiados	
El tiempo de vida de los equipos se estima como mínimo con una buena instalación de 20 años.	
VAN:	US\$ 125 708,25

Fuente: elaboración propia.

- Análisis

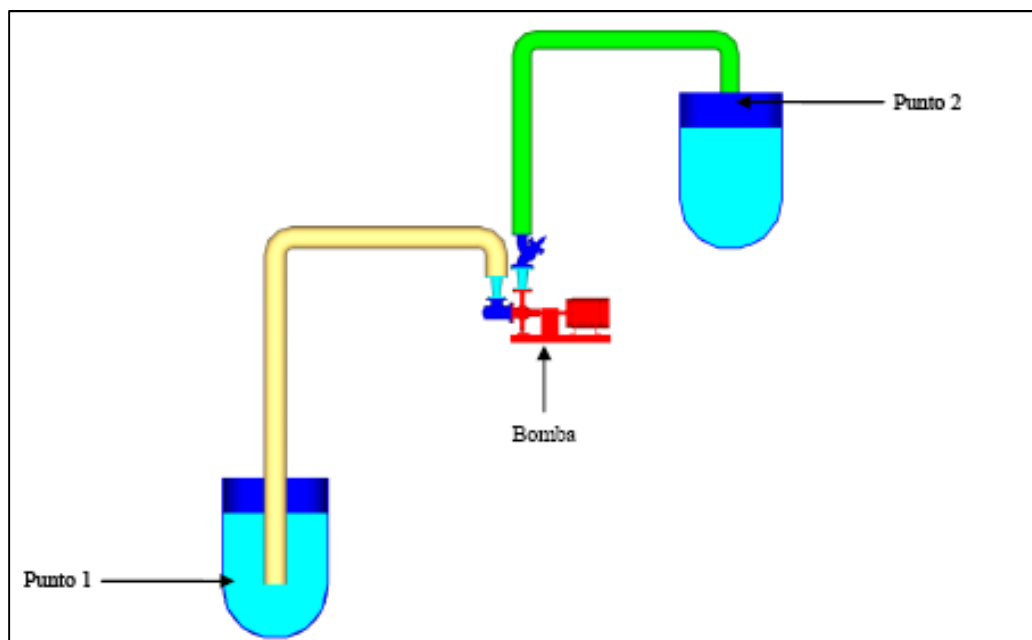
Según los cálculos anteriores, en cinco años de operación, el sistema de bombeo de velocidad variable habrá ahorrado US\$ 36 698,72 en relación al sistema de bombeo de velocidad constante, mientras el sistema de bombeo de velocidad constante de dos bombas en paralelo habrá ahorrado US\$ 22 579,34 en relación al sistema de bombeo de velocidad constante de una sola bomba.

4. SISTEMAS ABIERTOS Y CERRADOS

4.1. Sistemas abiertos

Considerando los puntos 1 y 2 de la figura 42, y sabiendo que la dirección del flujo es del punto 1 hacia el punto 2 se aplica el teorema de Bernoulli.

Figura 44. **Sistema abierto en el cual se aplica el teorema de Bernoulli entre los puntos 1 y 2**



Fuente: elaboración propia, con programa de Microsoft Visio 2010.

$$\frac{1}{2g} v_1^2 + Y_1 + \frac{p_1}{\rho_1 g} + H_b = \frac{1}{2g} v_2^2 + Y_2 + \frac{p_2}{\rho_2 g} + h_{IT}$$

Donde:

v= velocidad del flujo

p= presión a lo largo de la línea

g= aceleración gravitatoria

ρ = densidad del fluido

H_b= energía potencial del fluido

Y= altura del fluido

Se supone lo siguiente:

$$\frac{1}{2g} v_1^2 = \frac{1}{2g} v_2^2$$

Las velocidades son las mismas suponiendo el mismo diámetro de tubería.

$$\frac{p_1}{\rho_1 g} = \frac{p_2}{\rho_2 g}$$

La presión se considera la misma, ya que los dos puntos están abiertos a la atmósfera.

Desarrollando el teorema de Bernoulli y despejando se obtiene lo siguiente:

$$H_b = Y_1 + Y_2 + h_{IT}$$

$$\frac{1}{2g} v_1^2 + Y_1 + \frac{p_1}{\rho_1 g} + H_b = \frac{1}{2g} v_2^2 + Y_2 + \frac{p_2}{\rho_2 g} + h_{IT}$$

Se tiene lo siguiente:

$$\frac{1}{2g} v_1^2 = \frac{1}{2g} v_2^2$$

Las velocidades son las mismas suponiendo el mismo diámetro de tubería.

$$\frac{p_1}{\rho_1 g} = \frac{p_2}{\rho_2 g}$$

La presión se considera la misma, ya que los dos puntos son lo mismo.

$$Y_1 = Y_2$$

La elevación del punto 1 y 2 es la misma como se puede observar.

Desarrollando el teorema de Bernoulli y despejando se obtiene lo siguiente:

$$H_b = h_{IT}$$

Conclusión: la potencia de la bomba depende únicamente de las pérdidas totales en el sistema que se componen como se verá más adelante de la fricción y pérdidas dinámicas en componentes como válvulas, etc. Por lo mismo, no se toma en cuenta el HPSHr cuando se dimensiona una bomba a operar en un sistema cerrado.

4.2.1. Cálculo de caída de presión en tuberías de agua en sistemas de aire acondicionado

En el transcurso de esta investigación se podrá notar que el correcto dimensionamiento de las bombas es determinante para la operación correcta de los sistemas de bombeo y también, para obtener las ventajas en el ahorro de energía de los sistemas de bombeo de velocidad variable o constante.

Para el correcto dimensionamiento de las bombas es importante contar con la caída de presión generada por el sistema de tuberías y todo lo que este conlleva.

- Ecuaciones de pérdidas de presión:
 - Ecuación de Darcy-Weisbach: la pérdida de presión en flujos completamente desarrollados causados en los fluidos newtonianos es descrita por la ecuación de Darcy-Weisbach.

$$\Delta p = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{\rho}{g_c} \right) \left(\frac{V^2}{2} \right)$$

En donde:

Δp = pérdida de presión en lbf/ft²

f = factor de fricción, adimensional

L = longitud de la tubería en ft

D = diámetro de la tubería en ft

ρ = densidad del fluido en lbf/ft³

V = velocidad promedio en ft/segundo

g_c = factor de conversión 32.2 ft*(lbf/lbf)*s²

Para mostrar esta ecuación de forma de cabeza de presión o en forma de energía específica se tiene lo siguiente:

$$\Delta h = f \left(\frac{\Delta h}{\rho} \right) \left(\frac{g_c}{g} \right) = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{V^2}{2g} \right)$$

En donde:

Δh = cabeza de pérdida de presión, ft

g = aceleración de la gravedad en ft/s²

Como se puede ver, la densidad no aparece explícita, sin embargo, esto se toma en cuenta en el número de Reynolds, que a su vez, se toma en cuenta en el factor f . Para estimar el valor f , se tiene que encontrar primero el valor de número de Reynolds por medio de la siguiente expresión:

$$Re = DV\rho/\mu$$

Donde:

D = diámetro de la tubería

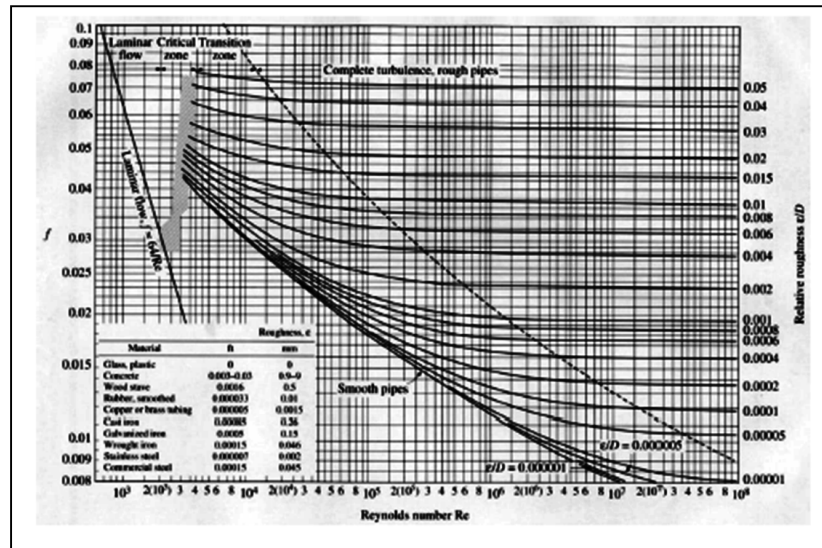
V = velocidad característica del fluido

ρ = densidad del fluido

μ = viscosidad dinámica del fluido

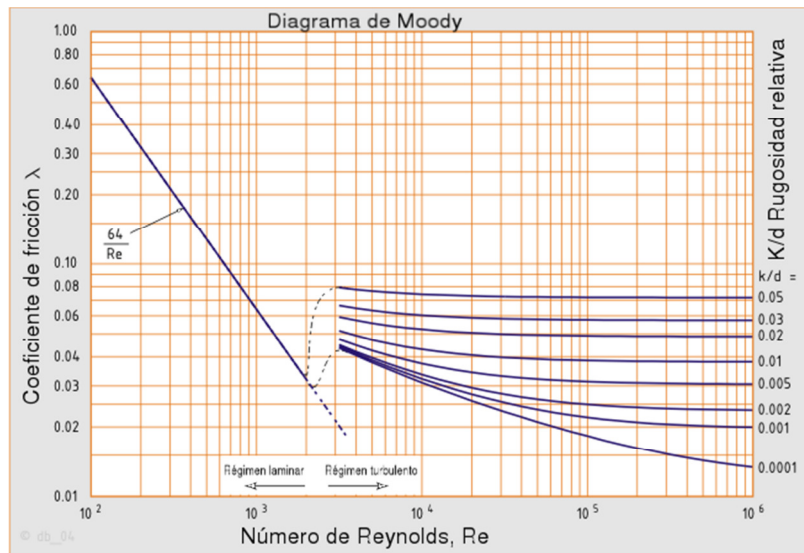
Luego de tener este valor, hay que observar a la gráfica de Moody en donde se tiene que tomar en cuenta también, los siguientes datos:

Figura 46. Diagrama de Moody 1



Fuente: http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/f/f3/Moody_2-es.png. Consulta: 12 de agosto de 2013.

Figura 47. Diagrama de Moody 2



Fuente: <http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/f/f3/Moody-es.png>. Consulta: 12 de agosto de 2013.

Una expresión que representa de una manera muy cercana el comportamiento de la gráfica de Moody es la ecuación de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,74 - 2 \log \left(\frac{2\varepsilon}{D} + \frac{18,7}{Re\sqrt{f}} \right)$$

Otra ecuación poco usada como alternativa de la ecuación de Darcy Weisbach, es la ecuación de Hazen-Williams, la cual se expresa como sigue:

$$\Delta p = 3,022L \left(\frac{V}{C} \right)^{1,852} \left(\frac{1}{D} \right)^{1,167} \left(\frac{\rho g}{g_c} \right)$$

$$\Delta h = 3,022L \left(\frac{V}{C} \right)^{1,852} \left(\frac{1}{D} \right)^{1,167}$$

C = factor de rugosidad. Los valores típicos de C para tuberías de plástico es de 150, de 140 para tubería de hierro nueva y hasta 100 para tuberías corroídas de hierro.

El método muy usado para el cálculo de la caída de presión en el sistema de bombeo recibe el nombre de: longitud equivalente, en este, cada accesorio es convertido a la caída de presión en longitud de tubería equivalente en pies de tubería de su mismo diámetro y el resultado es añadido a la longitud total de la tubería del sistema.

De allí en adelante, la tubería se puede evaluar en términos de su longitud total y flujo.

Para calcular la pérdida de presión en la tubería, tomando en cuenta la longitud total equivalente, se pueden usar las ecuaciones que se han visto

anteriormente en este capítulo y evaluando la tubería para una longitud de 100 pies y luego evaluar la tubería de acuerdo a la longitud total equivalente.

4.2.2. Cálculo de caída de presión en accesorios

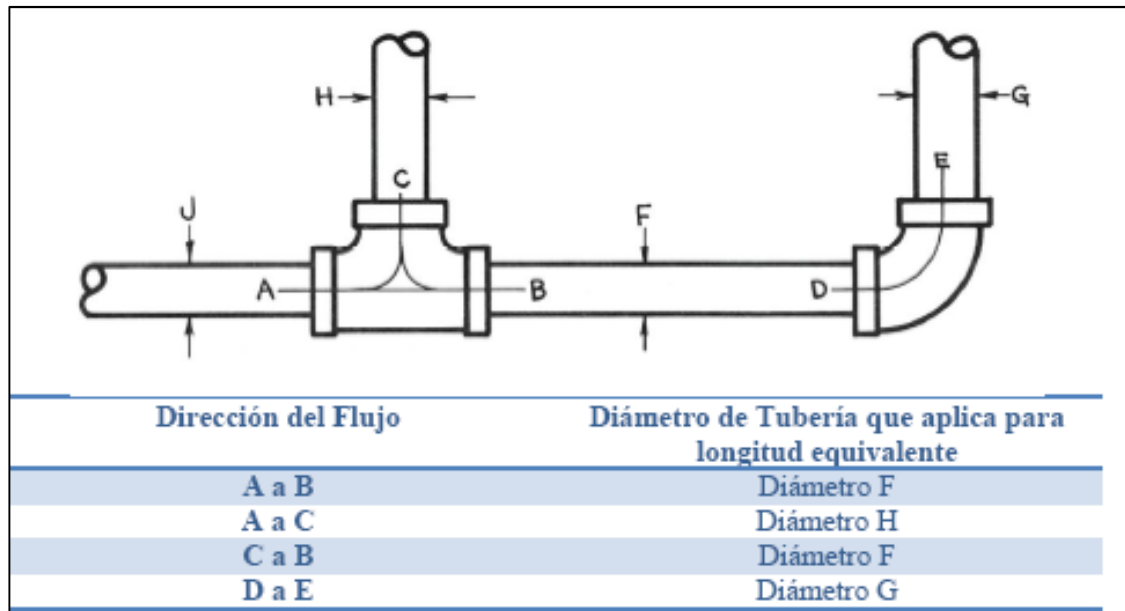
Las caídas de presión para los accesorios y las válvulas estándar son dadas por longitudes equivalentes de tubería del mismo diámetro de la válvula o del accesorio.

La longitud equivalente no es constante; cambia según la velocidad del fluido a través de la tubería, del accesorio o válvula. Mientras la velocidad aumenta el flujo se hace cada vez más turbulento y la longitud equivalente se hace más grande mostrando así, que la caída de presión a través del accesorio aumenta.

La variación en longitud equivalente debido a la velocidad del flujo no es grande en magnitud en los rangos de flujo encontrados en los diseños de sistemas hidráulicos y por ello, en la tabla presentada con base en el flujo promedio para mantener las variaciones en un valor mínimo. La tabla puede ser usada para tuberías de hierro y cobre.

Para determinar la longitud equivalente, el tamaño de tubería que se usa es el de la tubería inmediata aguas abajo del accesorio o válvula en un sistema hidráulico como se indica en la siguiente tabla extraída de ITT Bell & Gossett, *Pressure drop calculations in hydronic systems*.

Figura 48. Longitud equivalente, el tamaño de tubería

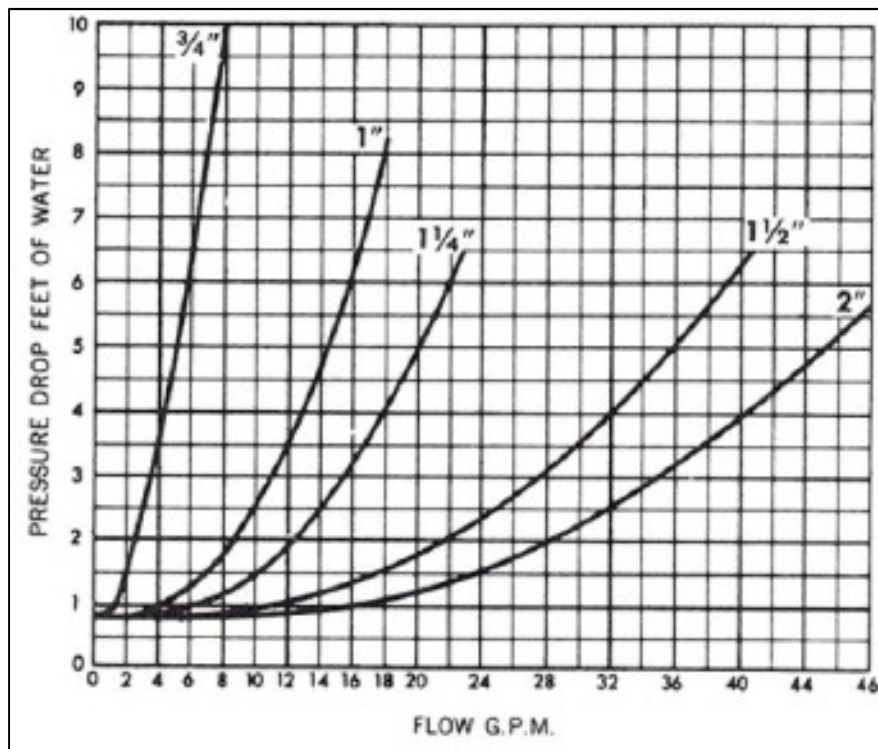


Fuente: ITT Bell & Gossett. *Pressure Drop Calculations in Hydronic Systems*. p. 35.

4.2.3. Caídas de presión a través de componentes

La caída de presión a través de componentes como válvulas, intercambiadores de calor o serpentines de las unidades terminales, generalmente es publicada por los fabricantes a una tasa flujo específico de agua, o por medio también de cartas de caídas de presión como la que se muestra en la figura 49.

Figura 49. **Cartas de caídas de presión**

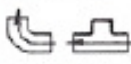





Fuente: ITT Bell & Gossett. *Pressure Drop Calculations in Hydronic Systems*. p. 40.

La caída de presión de cada accesorio de tubería es convertida a su equivalente en pies de tubería del mismo diámetro y el resultado es añadido a la longitud total de la tubería. Luego de esto la tubería puede ser evaluada en función de la velocidad y el diámetro de tubería.

La figura 50 muestra la tabla usada para estimar la caída de presión en los codos, té y accesorios de tubería según su longitud equivalente.

Figura 50. **Tabla de longitudes equivalentes**

Nominal Pipe Size	90° El Or Tee; Flow Thru		Tee; Side Branch Flow In Or Out		90° Miter	45° Miter	VALVES		
							GATE	GLOBE	PLUG
	Screw	Cu Or Weld	Screw	Cu Or Weld	Weld	Weld	All	All	All
1/2"	1	1/2	2	1	2-1/2	1/2	1/2	15	1
3/4"	2	1	4	2	4	3/4	1/2	20	1-1/2
1"	3	1-1/2	6	3	5	1	3/4	25	2
1-1/4"	3-1/2	1-3/4	7	3-1/2	6	1-1/4	1	30	2-1/2
1-1/2"	4	2	8	4	7-1/2	1-1/2	1-1/4	40	3
2"	5	2-1/2	10	5	10	2	1-1/2	50	4
2-1/2"	6	3	12	6	12-1/2	2-1/2	2	60	5
3"	8	4	16	9	15	3	2-1/2	90	6
4"		5-1/2		12	20	4	3	110	8
5"		8		15	25	5	3-1/2	140	10
6"		9		18	30	6	4	170	12
8"		11		24	40	8	5	240	16
10"		15		30	50	10	7	290	20
12"		18		36	60	12	8	320	24

*Applies to Side Branch Flow

Fuente: ITT Industries, 1999.

Por ejemplo, si se tiene un codo a 90 grados de 3 pulgadas de diámetro, se va a la tabla y se observa que la longitud equivalente es de 4 pies. Suponiendo que se toma una longitud de 10 pies de tubería lineal de 3 pulgadas de diámetro en este circuito. Sumando las dos cantidades se tiene una longitud total equivalente de tubería de 14 pies.

Si en esta tubería se necesita hacer pasar 120 galones por minuto y evaluando la ecuación de Darcy-Weisbach para una longitud de 100 pies, se tiene una caída de presión de 3,37 pies columna de agua por cada 100 pies y una velocidad de 5,21 pies por minuto, lo que da una caída de presión total de:

$$3,37 \frac{ft}{100ft_{tubería}} * 14ft_{tubería} = 0,4718ft \text{ columna de agua}$$

4.3. Consideraciones en la selección del diámetro de tubería

El ruido, erosión y los costos de instalación y operación son las limitantes para las velocidades máximas y mínimas en sistemas de tubería como lo recopilaron Stewart y Dona en su publicación de 1987. Si el diámetro de la tubería es muy reducido, los costos de operación, el ruido y la erosión son muy altos. Si la tubería es muy grande, los costos de instalación también son muy elevados.

La tabla VII muestra las velocidades máximas para minimizar problemas debido a la erosión.

Tabla VII. **Velocidad máxima para evitar problemas derivados de la erosión, según Carrier 1960**

Operación Normal Horas por año	Velocidad de agua Pies por minuto
1500	15
2000	14
3000	13
4000	12
6000	10

Fuente: Carrier. www.carrier-us.com. Consulta abril 16 de 2013.

4.4. Cálculo de consumo de potencia en una bomba según flujo y presión

La fórmula básica de potencia consumida por una bomba es como sigue:

$$HP \text{ al eje de la bomba} = \frac{\text{flujo de boma (gpm)} * \text{cabeza de bomba (ft)}}{3\ 960 * \text{eficiencia de bomba}}$$

4.4.1. Cabeza neta de presión positiva en la succión (NPSH)

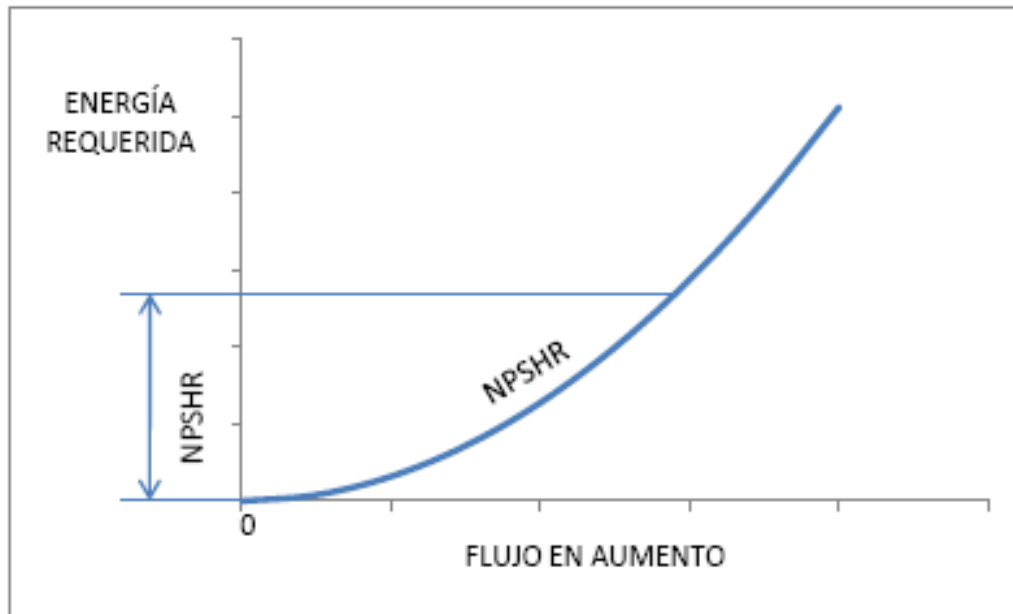
Cabeza neta de presión positiva en la succión, por sus siglas en inglés (*Net Positive Suction Head*) es un valor que da la energía en el lado de la succión de la bomba y que ayuda a estimar si una bomba está en peligro de cavitación durante su operación.

4.4.2. Cabeza neta de presión positiva en la succión requerida (NPSHr)

Cabeza neta de presión positiva en la succión requerida, es la energía requerida en la succión de la bomba y es una característica de la misma. Esta varía principalmente, con la velocidad de la bomba y la viscosidad del fluido e indica la energía requerida para llenar físicamente la succión de la bomba.

Con una dada viscosidad, la gráfica de la energía requerida por una bomba en la succión será como aparece en la gráfica NPSHr, como se ve el NPSHr aumenta según aumenta el flujo.

Figura 51. **HPSHR: gráfica de la energía en la succión requerida según cambia el flujo**

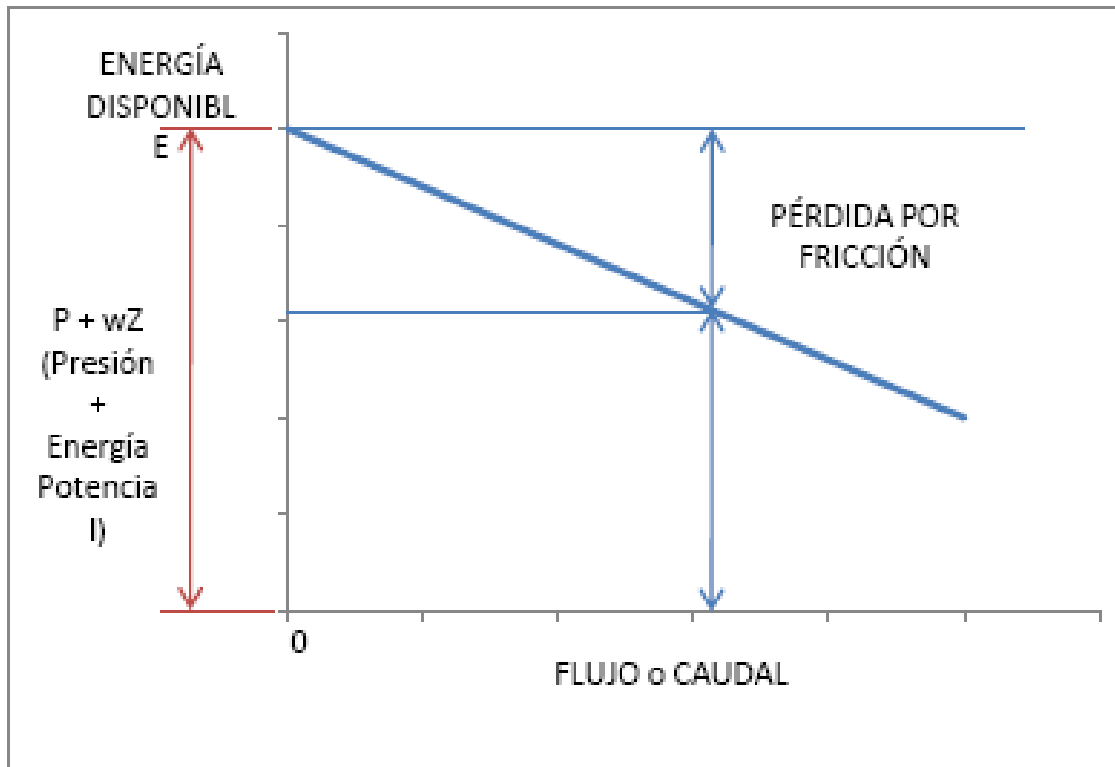


Fuente: elaboración propia.

4.4.3. **La cabeza neta de presión positiva en la succión disponible (NPSHa)**

La cabeza neta de presión positiva en la succión disponible es la energía que se tiene en el sistema para empujar el fluido en la succión de la bomba y que usualmente es limitada, a menudo menor que la presión atmosférica de 14,7 pulgadas por centímetro cuadrado y por ello este valor es una parte crítica a considerar a la hora de la selección de la bomba. En un sistema típico de bombeo, la gráfica para la energía disponible en la succión de la bomba se parecerá a la que se muestra en la gráfica NPSHA 1. Mientras el caudal aumenta, las pérdidas por fricción aumentan y esto causa que la energía disponible disminuya.

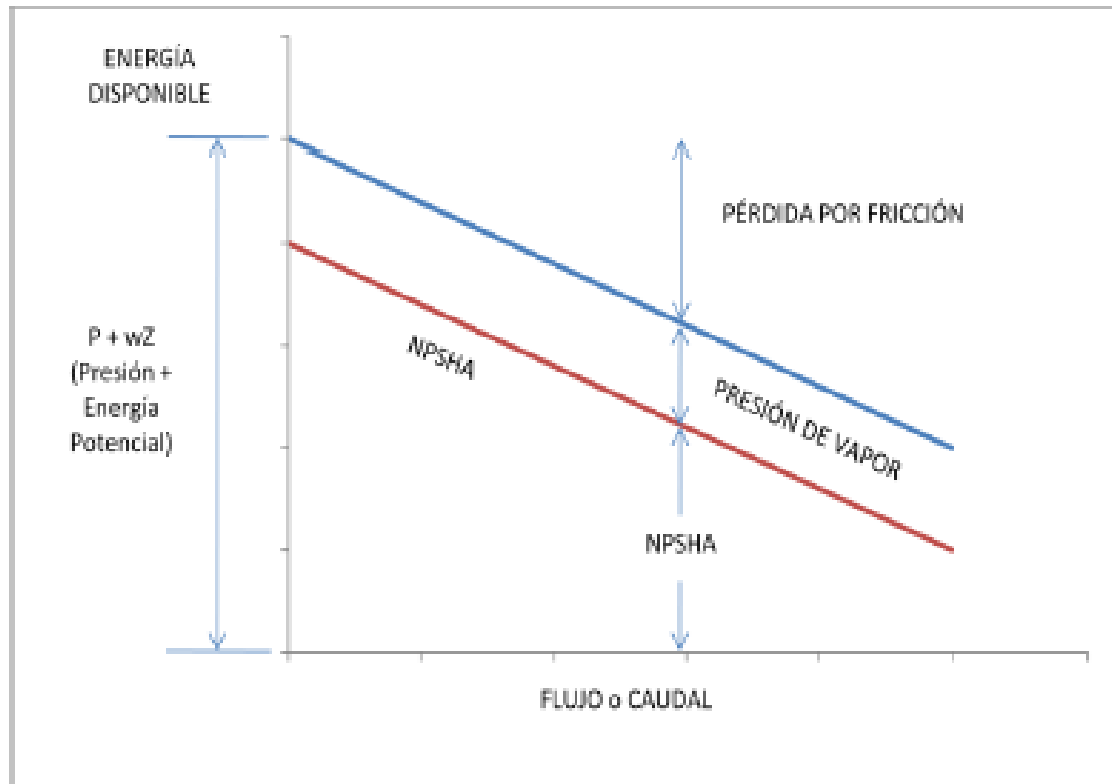
Figura 52. **NPSHA 1: energía de succión disponible neta**



Fuente: elaboración propia.

De la gráfica de la energía anterior, la presión de vapor del fluido debe restarse, ya que la presión de vapor representa la energía de presión necesaria para el líquido permanezca como líquido. La energía que queda de lo anterior es el NPSHa. La gráfica de la energía disponible a la succión de la bomba a cualquier caudal puede ser graficada como la gráfica NPSHA 2.

Figura 53. **Gráfica NPSHA 2: energía en la succión disponible neta según cambia el flujo y mostrando el efecto de la presión de vapor a temperatura constante**



Fuente: elaboración propia.

Una bomba operará sin problemas en cualquier caso en el que el NPSHa sea mayor que el NPSHr.

Los factores que disminuyen el NPSHa son: pérdidas por fricción en la tubería de succión, alta temperatura del líquido (alta presión de vapor) y diferencia de altura entre el punto de succión por debajo de la línea de centros del impulsor y esta línea.

Los factores que aumentan en NPSHa son: presión (elevación a tomar en cuenta), carga estática de succión (diferencia de altura entre el punto de succión por arriba de la línea de centros del impulsor y esta línea) y baja temperatura de líquido (baja presión de vapor).

$$NPSHa = Pabs + (-Pz) - Pf - Pvp$$

Donde:

Pabs= presión absoluta en la superficie del fluido

Pz= elevación relativa a la línea de centros del impulsor

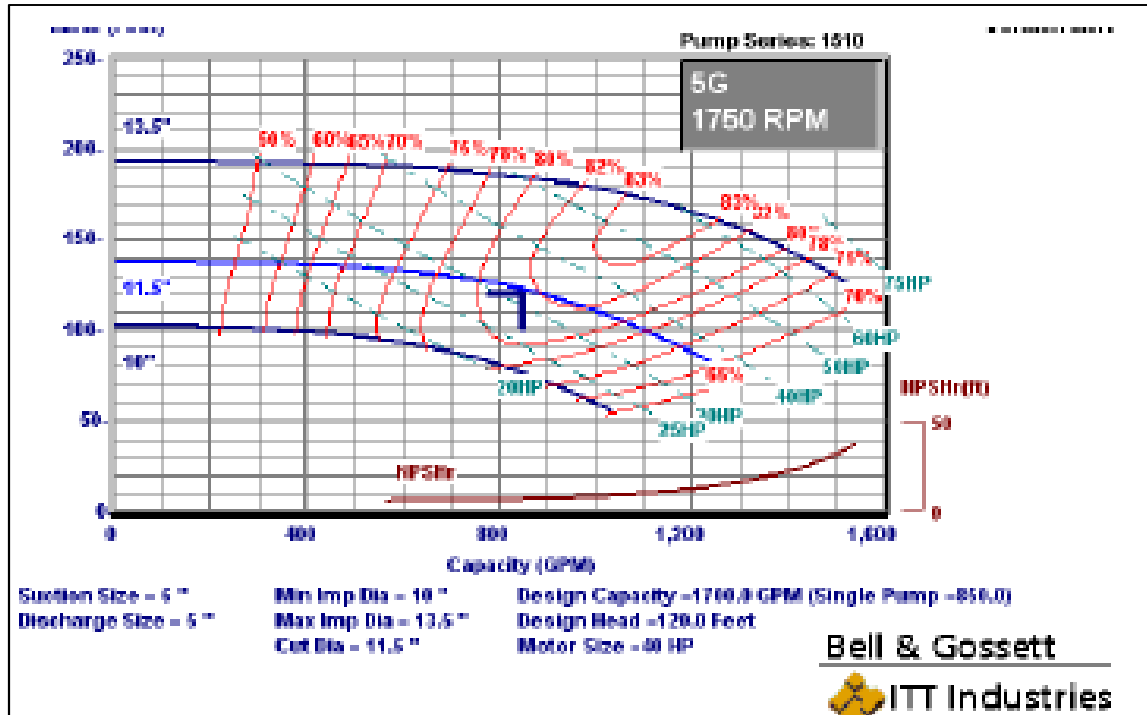
Pf= pérdidas por fricción y dinámicas en accesorios y válvulas

Pvp= presión de vapor del líquido

4.4.4. Curva de operación de bombas centrífugas para agua

La curva de operación de las bombas centrífugas es la manera más satisfactoria y fácil de mostrar gráficamente la relación que existe entre la cabeza de presión, capacidad, potencia consumida, etc.

Figura 54. Selección de bomba



Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

La línea curva que tiene pendiente hacia abajo de la izquierda a la derecha representa las cantidades variantes de líquido suministrado por la bomba en relación al cambio de presión. La intersección de esta curva con el eje cero de caudal representa la cabeza cuando la válvula en la descarga se cierra completamente.

Las curvas que muestran la eficiencia de la bomba son las líneas punteadas y están en función del caudal de agua suministrado por la bomba. La eficiencia muestra la porción de energía utilizable para producir trabajo útil en la bomba que, a su vez, da como resultado el incremento de presión y el movimiento del fluido a través del sistema.

Las curvas de operación se obtienen de una serie de pruebas exhaustivas a la bomba en un laboratorio en donde se mide su rendimiento y se genera la curva.

La línea de abajo que va con tendencia ascendente de izquierda a derecha, es la curva que muestra el HPSHr de la bomba.

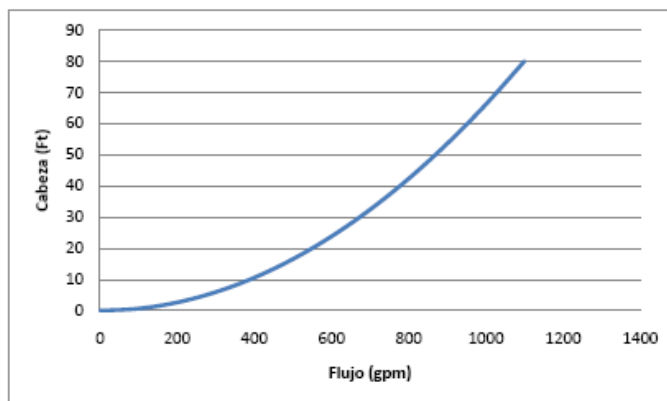
4.4.5. Curva del sistema

En cualquier sistema de tubería, la pérdida de presión por fricción cambia como función del cuadrado del cambio de flujo como se muestra:

$$\text{Nueva cabeza (ft)} = \text{cabeza de diseño} * \left(\frac{\text{flujo nuevo (gpm)}}{\text{flujo de diseño (gpm)}} \right)^2$$

Cuando esta fórmula se aplica en un sistema de bombeo, muestra el cambio en la caída de presión con el cambio del flujo, y es comúnmente llamada curva del sistema, esta muestra en la figura 55.:

Figura 55. Curva del sistema



Fuente: elaboración propia.

5. SELECCIÓN DE BOMBAS EN PARALELO

5.1. Leyes de afinidad

Las leyes de afinidad demuestran el efecto del cambio de la velocidad y cambio del diámetro del impulsor en las bombas centrífugas. Estas son las siguientes:

- La capacidad varía en función directa y lineal con la velocidad o diámetro del impulsor.

$$\frac{gpm_1}{gpm_2} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{D_{I1}}{D_{I2}}$$

- La cabeza de presión cambia al cuadrado de la velocidad o diámetro del impulsor.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{w_1}{w_2}\right)^2 = \left(\frac{D_{I1}}{D_{I2}}\right)^2$$

La potencia al freno de la bomba varía al cubo de la velocidad o el diámetro del impulsor.

$$\frac{bhp_1}{bhp_2} = \left(\frac{w_1}{w_2}\right)^3 = \left(\frac{D_{I1}}{D_{I2}}\right)^3$$

En donde:

bhp_n= potencia al freno en hp (*break horse power*)

w_n = velocidad de rotación del impulsor

Dl_n = diámetro del impulsor

H_n = cabeza o presión

gpm_n =capacidad en galones por minuto

5.2. Válvulas de control y pérdidas de presión

Para calcular las pérdidas de presión a través de las válvulas de control, generalmente se da un valor denominado Cv.

El Cv de una válvula denota el flujo requerido en galones por minuto (gpm) para causar una pérdida de 1 PSI de caída de presión a través de la válvula misma. Como lo mencionan las leyes de afinidad, la caída de presión cambia en relación al cuadrado del cambio de flujo.

$$\text{Caída de presión (PSI)} = \frac{\text{flujo en válvula (gpm)}^2}{Cv \text{ de válvula}}$$

Se sabe que 2,3 pies columna de agua es equivalente a 1 PSI, por lo tanto:

$$\text{Caída de presión (pies columna de agua)} = \frac{\text{flujo en válvula (gpm)}^2}{Cv \text{ de válvula}} * 2.3$$

5.2.1. Tipos de válvulas de control

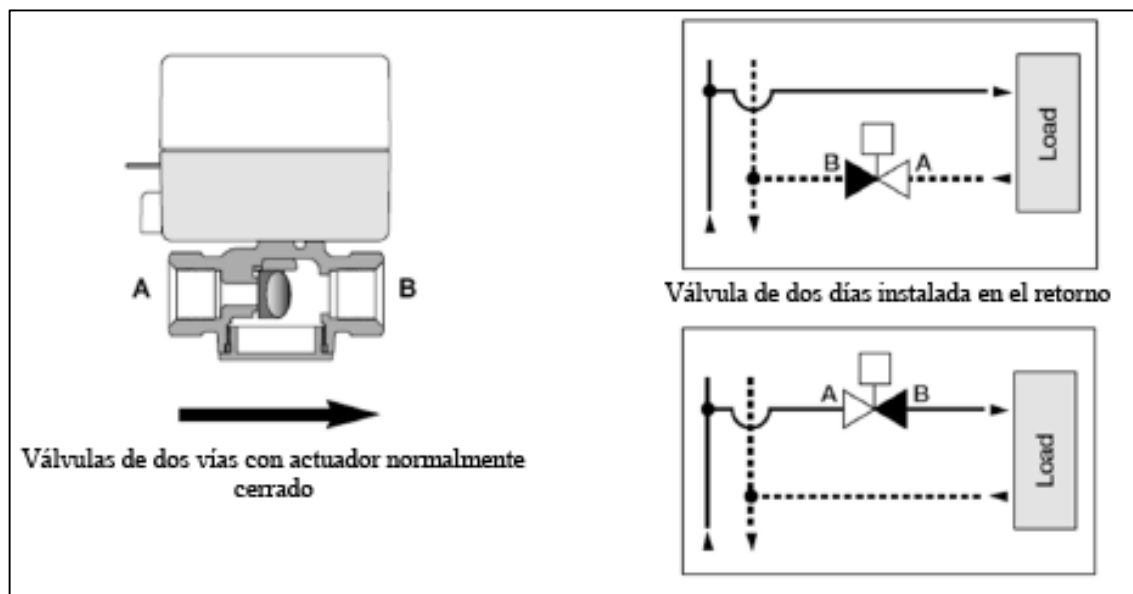
Las válvulas de control son usadas para controlar la cantidad de agua que pasa por las unidades terminales o intercambiadores de calor o modular la temperatura en estos.

Existen dos tipos principales de estas válvulas: dos vías y tres vías dependiendo de la cantidad de puertos que tengan.

5.2.2. Válvulas de control de dos vías

Su uso más común es como válvulas de posición, ya sea abierta o cerrada para permitir o restringir el paso de fluido. En sistemas de aire acondicionado, las válvulas de dos vías son usadas como control de zona, las cuales son accionadas por un actuador que, a su vez, está comandado por un termostato, el cual manda a permitir el paso de fluido cuando necesita enfriar y restringe el paso del fluido cuando la temperatura ha llegado a un cierto valor o la demanda de enfriamiento ha sido satisfecha.

Figura 56. Válvulas de control de dos vías



Fuente: http://www.spiraxsarco.com/cl/images/applications/overview/info_1.png. Consulta 12 de junio de 2013.

Las válvulas de dos vías de operación *on - off* o dos posiciones, son dimensionadas, generalmente según el diámetro de la tubería en la que se colocan y son dimensionadas para operaciones con bajas caídas de presión.

Las válvulas de dos vía modulantes, sin embargo, son seleccionadas para caídas de presión altas iniciales (abiertas completamente), ya que esto mejora la operación de control manteniendo la razón del incremento de la caída de presión al mínimo cuando válvula se cierra completamente.

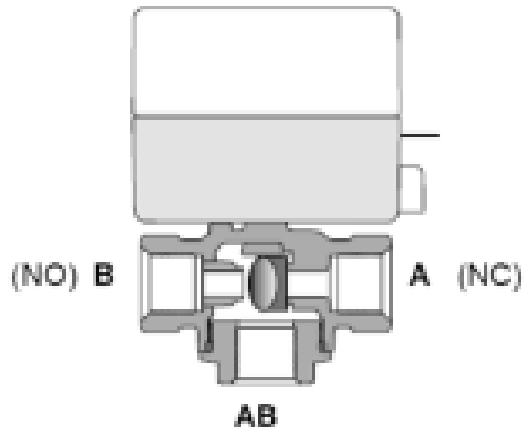
5.2.3. Válvulas de control de tres vías

Las válvulas de tres vías reciben su nombre de tener tres vías por donde, ya sea ingrese o egrese el fluido que se desea controlar. Estas válvulas cumplen el propósito de restringir o permitir el flujo hacia o desde cualquiera de los tres puertos de salida o entrada.

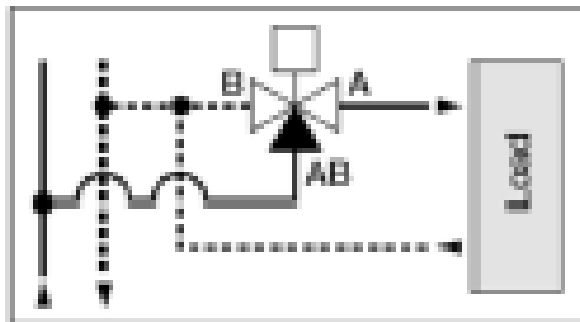
En los sistemas de aire acondicionado usando agua como fluido de trabajo, a estas se las instala, ya sea en el retorno o en el suministro. Si se instalan en el suministro se dice que son divergentes, esto es que la entrada sería el puerto B y pueden permitir el paso solo a través del puerto A, o solo a través del puerto AB si son *on - off* o, si son modulantes, dividen el caudal total entrando en B por el puerto A y, a la vez por el puerto AB.

Figura 57. **Válvulas de tres vías**

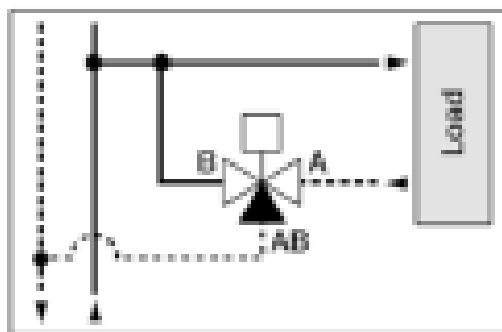
Válvula de tres vías con actuador normalmente cerrado



Válvula de tres vías instalada en el suministro, en configuración divergente



Válvula de tres vías instalada en el retorno



3-way installed on the return

Fuente: <http://www.johnsoncontrols.es/content/es/es/products>. Consulta: 15 de mayo de 2013.

Las válvulas de tres vías pueden dividirse en dos tipos: las de mezcla y las divergentes: Las de mezcla tienen dos puertos de entrada y un puerto común de salida.

5.3. Costos de sistemas de bombeo

En este apartado se ha solicitado una cotización para tener de referencia los costos actuales de los varios sistemas de bombeo, para así analizar la rentabilidad de los sistemas de bombeo de flujo/velocidad variable contra los sistemas de bombeo de velocidad constante.

A continuación se citan los parámetros para las cotizaciones:

5.3.1. Cotización sistema de bombeo de una bomba operando a velocidad constante

Para este sistema los parámetros de selección de las bombas y controles son los siguientes:

- Cantidad de bombas: 1
- Flujo de bombas: 1 700 gpm.
- Cabeza de presión de bombas: 120 pies columna de agua
- Controlador: arrancador de estado sólido

5.3.2. Cotización sistema de bombeo de una bomba operando a velocidad variable

Para este sistema los parámetros de selección de las bombas y controles son los siguientes:

- Cantidad de bombas: 1
- Flujo de bombas: 1 700 gpm
- Cabeza de presión de bombas: 120 pies columna de agua.
- Controlador: controlador de variación de velocidad programado de fábrica con curva de control, variador de frecuencia, sensor de diferencial de presión y bypass.

Figura 58. Cotización sistema de bombeo de dos bombas operando en paralelo a velocidad variable



Continuación de la figura 58.

Qty	Description & Tag	Wt (lbs)	Net Price En.	Total Net Price
PACKAGED SYSTEMS				
1	B&G Variable Speed Components System, with Tech T502 Controller, AM Bypass, with 1 - 75 Hp Danfoss FC 102 AFD, Differential Pressure Sensor	252	\$10,902.00	\$10,902.00
Total PACKAGED SYSTEMS				\$10,902.00
CENTRIFUGAL PUMPS				
1	Tag: V VARIABLE B&G Base Mounted Pump Series 1510, Model 6 G, BF, 75 HP, 1800 RPM, with 11.75" Impeller, Standard Seal, BG Choice, ODP, Energy Efficient, 230/460/3/60 Motor, 1700 GPM, 120 FT TDH	1450	\$5,939.00	\$5,939.00
2	Tag: PARALELO B&G Base Mounted Pump Series 1510, Model 5 G, BF, 40 HP, 1800 RPM, with 11.5" Impeller, Standard Seal, BG Choice, ODP, Energy Efficient, 200/3/60 Motor, 850 GPM, 120 FT TDH	2330	\$4,357.00	\$8,714.00
1	Tag: V CONSTANTE B&G Base Mounted Pump Series 1510, Model 6 G, BF, 75 HP, 1800 RPM, with 11.75" Impeller, Standard Seal, BG Choice, ODP, Energy Efficient, 230/460/3/60 Motor, 1700 GPM, 120 FT TDH	1450	\$5,939.00	\$5,939.00
Total CENTRIFUGAL PUMPS				\$20,592.00
HYDRONIC & ENGINEERED SPECIALTIES				

Continuación de la figura 58.

1	Tag: V VARIABLE HH-3X Suction Diffuser 8 IN. Flng. X 8 IN. Flng.	250	\$1,573.00	\$1,573.00
1	Tag: V VARIABLE 3DS-8S Triple Duty Valve Straight Pattern 8 IN.	308	\$2,137.00	\$2,137.00
2	Tag: PARALELO GG-3X Suction Diffuser 6 IN. Flng. X 6 IN. Flng.	240	\$832.00	\$1,664.00
2	Tag: PARALELO 3DS-6S Triple Duty Valve Straight Pattern 6 IN.	388	\$1,562.00	\$3,124.00
1	Tag: V CONSTANTE HH-3X Suction Diffuser 8 IN. Flng. X 8 IN. Flng.	250	\$1,573.00	\$1,573.00
1	Tag: V CONSTANTE 3DS-8S Triple Duty Valve Straight Pattern 8 IN.	308	\$2,137.00	\$2,137.00
	Total HYDRONIC & ENGINEERED SPECIALTIES			\$12,208.00
	Total	7226		\$43,702.00

Nota:

Los Precios son en USD con flete incluido a su embarcador en Miami.
 Tiempo de entrega: Normalmente 8 semanas en su embarcador en Miami.
 Forma de Pago: 50% con la orden y 50% contra entrega en su embarcador.
 Validez de la Oferta: 30 días.

Sin otro particular me suscribo

Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: 15 de abril de 2013.

6. DETERMINACIÓN EN SELECCIÓN DE BOMBAS

6.1. Tabulación de datos obtenidos en un sistema de bombeo operando a velocidad constante

Los datos fueron obtenidos a través de un medidor de calidad de energía marca Dranetz, el mismo fue configurado tal y como se muestra en la tabla VIII.

Tabla VIII. Configuración de equipo de medición de calidad de energía marca Dranetz

Parámetros importantes de equipo de medición de calidad de energía	
Configuración del instrumento	
Configuración Dranetz Power Xplorer	
Firmware	Power Xplorer (c) 2009 Dranetz-BMI
	Jan 10 2011 @ 09:46:34
	Ver.: V 4.2, Build: 9, Ver. BD: 0
Numero de serie	PVUSHA001
Sitio/Nombre de fichero	kaxin 22032013
Medido desde	22/03/2013 14:17
Medido hasta	25/03/2013 14:26
Fichero finalizando	OK
Sincronización	Standard A
Configuración	4 HILOS / 3 SONDAS (WYE)
Tipo de Monitorización	CALIDAD DE SUMINISTRO ELÉCTRICO
Tensión Nominal	277.0 V
Intensidad Nominal	78.6 A
Frecuencia Nominal	60.0 Hz
Usar secuencia inversa	No
Registro de intensidades	Sí
Modo de caracterización	IEEE 1159
Sondas de intensidad	
Canal A	DRANFLEX 3K (Range2), 3000A (Escala=2000.00)
Canal B	DRANFLEX 3K (Range2), 3000A (Escala=2000.00)
Canal C	DRANFLEX 3K (Range2), 3000A (Escala=2000.00)
Canal D	DRANFLEX 3K (Range2), 3000A (Escala=2000.00)
Configuración de longitud del registro	
Registro de RMS: Ciclos previos al disparo	6 ciclos
Registro de RMS: Ciclos posteriores al disparo (dentro-fuera)	6 ciclos

Continuación de la tabla VIII.

Registro de RMS: Ciclos posteriores al disparo (fuera-dentro)	6 ciclos
Registro de forma de onda: Ciclos previos al disparo	2 ciclos
Registro de forma de onda: Ciclos posteriores al disparo	2 ciclos
Configuración de límites	

Fuente: elaboración propia.

- Lugar: Raxin, avícola ubicada en jurisdicción de Villa Canales, kilómetro 65 carretera hacia Guanagazapa, Escuintla.

Bomba sumergible de 30 HP en voltaje 440. Consta de variador de frecuencia para operación.

Tabla IX. Datos de potencia obtenidos con equipo de medición de calidad de energía

Demanda y Energía				
Demanda	En Pico (KW)	Pico Parcial (KW)	FUERA DE PICO (KW)	MIN PF
MAY (*)	0,00	0,00	161,2	0,857
VALORES MAXIMOS	0,00	0,00	161,2	0,857
CONSUMO DE ENERGIA	En Pico (KWH)	PICO PARCIAL (KWH)	FUERA DE PICO (KWH)	HUELLA DE CARBONO
MAY (*)	0,00	0,00	482,1	0,2
VALORES TOTALES	0,00	0,00	482,1	0,2
(*) INDICA MES PARCIAL				
POTENCIA				
POTENCIA ACTIVA P (W)				
	A	B	C	TOTAL
MIN KW	23,02	18,33	20,19	62,60 EN 14/05/2013 15:01:30
MAX KW	56,42	52,67	53,95	162,42 EN 14/05/2013 13:05:30
MADIANA KW	41,37	35,48	37,08	114,23
PROMEDIO KW	39,72	34,75	36,07	110,54
POTENCIA APARENTE S(VA)				
	A	B	C	TOTAL
MIN KVA	24,37	19,69	21,47	66,74 EN 14/05/2013 14:49:00
MAX KVA	60,51	57,40	59,15	176,44 EN 14/05/2013 13:05:30
MADIANA KVA	45,73	40,47	41,54	128,51
PROMEDIO KVA	43,10	38,25	39,58	120,93
POTENCIA REACTIVA Q, A LA FRECUENCIA FUNDAMENTAL				
	A	B	C	TOTAL
MIN KVAR	6,275	5,682	5,943	20,85 EN 14/05/2013 14:30:00
MAX KVAR	32,624	31,260	31,66	95,55 EN 14/05/2013 15:22:00
MADIANA KVAR	18,737	17,577	17,624	52,38

Continuación de la tabla IX.

PROMEDIO KVAR	16.184	15.531	15.817	47.53
FACTOR POTENCIA				
	A	B	C	TOTAL
MIN	0,747	0,711	0,734	0.731 EN 14/05/2013 15:11:00
MAX	0,977	0,974	0,977	0.970 EN 14/05/2013 14:38:00
MADIANA	0,921	0,909	0,909	0.913
PROMEDIO	0,925	0,913	0,916	0.918
DEMANDA DE POTENCIA ACTIVA				
	A	B	C	TOTAL
MIN KWh/h				63.50 EN 14/05/2013 15:01:30
MAX KWh/h				161.15 EN 14/05/2013 13:05:30
MADIANA KWh/h				114.23
PROMEDIO KWh/h				110.54
ENERGIA ACTIVA (WH)				
	A	B	C	TOTAL
KWh	172,77	151,14	156,90	480.8 EN 14/05/2013 15:57:00

Fuente: elaboración propia.

Tabla X. **Datos de tensión obtenidos con equipo de medición de calidad de energía**

Tensión	A	B	C	D
RMS Alto:	308.7	308.1	308.2	0
RMS Bajo:	250.2	250.9	250.7	0
RMS Muy Bajo:	29.8	29.7	29.5	0
Valor de pico:	590.7	590.6	590.8	0
Forma de onda:	57.8	57.9	57.4	0
DC:	0	0	0	0
DEG:	0	0	0	0
Mag. Ventana Forma de onda:	56.4	56.4	56.4	0
Dur. Ventana Forma de onda:	16	16	16	0
Alta Frecuencia:	0	0	0	0
Intervalo de lecturas de tendencias periódicas				
Tensión	10.0 minutos			
Intensidad	10.0 minutos			
Potencia	10.0 minutos			
Armónicos	10.0 minutos			
Demanda	5.0 minutos, Subintervalos/Intervalos:	4		
Energía	10.0 minutos			
Flicker instantáneo	10.0 minutos			
Pst	10.0 minutos			
Plt	120.0 minutos			
Cumplimiento EN50160	10.0 minutos			
Límites para registro de datos en tendencias				
Tensión	Muy Alto	Alto	Bajo	Muy Bajo
RMS_PhAN	335.6	308.1	250.9	220.1
RMS_PhBN	335.6	308.1	250.9	220.1
RMS_PhCN	335.6	308.1	250.9	220.1
CycRMS_PhAN	335.6	308.1	250.9	220.1

Continuación de la tabla X.

CycRMS_PhAN	335.6	308.1	250.9	220.1
CycRMS_PhBN	335.6	308.1	250.9	220.1
CycRMS_PhCN	335.6	308.1	250.9	220.1
FreqHz	—	50.7	56.7	—
CycRMS_PhB	119.5	101.4	—	—
CycRMS_PhC	119.5	101.4	—	—

Fuente: elaboración propia.

6.2. Tabulación de datos obtenidos en un sistema de bombeo operando a velocidad variable

Lugar: Central Torre, avenida La Castellana zona 8.

Bomba horizontal de 30 caballos de fuerza en voltaje 440 voltios. Opera con elementos hidroneumáticos. Propuesta de integrar variador de frecuencia.

Tabla XI. Datos de potencia obtenidos con equipo de calidad de energía

Demanda y Energía				
Demanda	KW)	Pico Parcial (KW)	FUERA DE PICO (KW)	MIN PF
JUN (*)	0.00	0.00	151.2	0.757
VALORES MAXIMOS	0.00	0.00	151.2	0.757
CONSUMO DE ENERGIA				
	En Pico (KWH)	PICO PARCIAL (KWH)	FUERA DE PICO (KWH)	HUELLA DE CARBONO
JUN (*)	0.00	0.00	381.7	0.3
VALORES TOTALES	0.00	0.00	381.7	0.3
(*) INDICA MES PARCIAL				
POTENCIA				
POTENCIA ACTIVA P (W)				
	A	B	C	TOTAL
MIN KW	22.40	18.7	21.19	63.70 EN 04/06/2013 14:05:40
MAX KW	57.45	53.67	52.97	163.45 EN 04/06/2013 13:06:15
MADIANA KW	43.38	37.49	39.09	116.25
PROMEDIO KW	39.79	34.75	35.03	111.56
POTENCIA APARENTE S(VA)				
	A	B	C	TOTAL
MIN KVA	25.38	18.96	22.49	67.79 EN 04/06/2013 15:50:00
MAX KVA	70.51	58.40	59.15	180.55 EN 04/06/2013 14:06:15

Continuacion de la tabla XI.

MIN KVA	25.38	18.96	22.49	67.79 EN 04/06/2013 15:50:00
MAX KVA	70.51	58.40	59.15	180.55 EN 04/06/2013 14:06:15
MADIANA KVA	45.76	39.48	37.54	125.50
PROMEDIO KVA	43.10	38.25	39.60	123.95
POTENCIA REACTIVA Q, A LA FRECUENCIA FUNDAMENTAL				
	A	B	C	TOTAL
MIN KVAR	7.375	6.783	5.943	19.86 EN 04/06/2013 13:30:00
MAX KVAR	33.725	32.369	30.77	96.60 EN 04/06/2013 14:23:00
MADIANA KVAR	18.877	16.566	18.525	53.39
PROMEDIO KVAR	17.185	15.581	15.816	49.59
FACTOR POTENCIA				
	A	B	C	TOTAL
MIN	0.609	0.822	0.789	0.841 EN 04/06/2013 14:11:05
MAX	0.833	0.965	0.988	0.980 EN 04/06/2013 15:39:00
MADIANA	0.921	0.906	0.907	0.92
PROMEDIO	0.935	0.914	0.913	0.92
DEMANDA DE POTENCIA ACTIVA				
	A	B	C	TOTAL
MIN KWh/h				65.60 EN 04/06/2013 14:01:10
MAX KWh/h				165.18 EN 04/06/2013 15:01:30
MADIANA KWh/h				116.26
PROMEDIO KWh/h				111.59
ENERGIA ACTIVA (WH)				
	A	B	C	TOTAL
KWh	189.88	156.16	160.95	590.7 EN 04/06/2013 14:58:00

Fuente: elaboración propia.

Tabla XII. **Datos de tensión obtenidos con equipo de calidad de energía**

Tensión	A	B	C	D	A-B	B-C	C-A
RMS Alto:	304.7	304.7	304.7	0	0	0	0
RMS Bajo:	249.3	249.3	249.3	0	0	0	0
RMS Muy Bajo:	27.7	27.7	27.7	0	0	0	0
Valor de pico:	588.6	588.6	588.6	0	0	0	0
Forma de onda:	55.4	55.4	55.4	0	0	0	0
DC:	0	0	0	0	0	0	0
DEG:	0	0	0	0	0	0	0
Mag. Ventana Forma de onda:	55.4	55.4	55.4	0	0	0	0
Dur. Ventana Forma de onda:	15	15	15	0	0	0	0
Alta Frecuencia:	0	0	0	0	0	0	0
Intervalo de lecturas de tendencias periódicas							
Tensión	10.0 minutos						
Intensidad	10.0 minutos						
Potencia	10.0 minutos						
Armónicos	10.0 minutos						
Demanda	5.0 minutos, Subintervalos/Intervalos:	3					
Energía	10.0 minutos						
Flicker instantáneo	10.0 minutos						
Pst	10.0 minutos						

Continuación de la tabla XII.

Armónicos	10.0 minutos							
Demanda	5.0 minutos, Subintervalos/Intervalos: 3							
Energía	10.0 minutos							
Flicker instantáneo	10.0 minutos							
Pst	10.0 minutos							
Plt	120.0 minutos							
Cumplimiento EN50160	10.0 minutos							
Límites para registro de datos en tendencias								
Tensión	Muy Alto	Alto	Bajo	Muy Bajo	Sens.	Hist.	Nom.	
RMS_PhAN	332.4	304.7	249.3	221.6	-	-	-	
RMS_PhBN	332.4	304.7	249.3	221.6	-	-	-	
RMS_PhCN	332.4	304.7	249.3	221.6	-	-	-	
CycRMS_PhAN	332.4	304.7	249.3	221.6	-	-	-	
CycRMS_PhBN	332.4	304.7	249.3	221.6	-	-	-	
CycRMS_PhCN	332.4	304.7	249.3	221.6	-	-	-	
FreqHz	-	60.6	59.4	-	-	-	-	
CycRMS_PhB	125.8	102.2	-	-	-	-	-	
CycRMS_PhC	125.8	102.2	-	-	-	-	-	

Fuente: elaboración propia.

6.3. Tabulación de datos obtenidos con el medidor de calidad de energía en empresa seleccionada

Lugar: Mayaprint, zona 12 Guatemala.

Bomba horizontal de 30 caballos de fuerza en voltaje 440 voltios. Opera con elementos hidroneumáticos.

Tabla XIII. Datos de potencia obtenidos con equipo de medición de calidad de energía

DEMANDA				
	EN PICO (KW)	PICO-PARCIAL (KW)	FUERA DE PICO (KW)	MIN PF (KW)
MAR(*)	0.00	0.00	153.00	0.07
VALORES MAXIMOS	0.00	0.00	153.00	0.07
CONSUMO DE ENERGIA				
	EN PICO (KWH)	PICO PARCIAL (KWH)	FUERA DE PICO (KWH)	HUELLA DE CARBONO (KG)
MAR (*)	0.0	0.0	432.3	0.2
VALORES TOTALES	0.0	0.0	432.3	0.2
INFORME DE FACTURACION				
DEMANDA				

Continuacion de la tabla XIII.

	EN PICO (Q.)	PICO- PARCIAL (Q.)	FUERA DE PICO (Q.)	
MAR (*)	0.0	0.0	16448.8	
CONSUMO DE ENRGIA				
	EN PICO (Q.)	PICO-PARCIAL (Q.)	FUERA DE PICO (Q.)	
MAR (*)	0.0	0.0	1205.0	
VALORES TOTALES	0.0	0.0	1205.0	
(*) INDICA MES PARCIAL				
POTENCIA ACTIVA P (W)				
	A	B	C	TOTAL
MIN KW	12.82	7.63	13.39	34.46 EN 05/03/2013 13:43:00
MAX KW	62.61	44.46	57.59	164.66 EN 05/03/2013 12:13:30
MEDIANA KW	47.76	28.27	42.72	118.46
PROMEDIO KW	43.97	27.37	39.87	111.22
POTENCIA APARENTE,S (VA)				
	A	B	C	TOTAL
MIN KVA	16.72	15.52	20.87	54.30 EN 05/03/2013 13:43:00
MAX KVA	63.76	44.9	58.71	167.38 EN 05/03/2013 12:13:30
MEDIANA KVA	48.32	29.03	46.07	123.07
PROMEDIO KVA	44.67	28.72	43.49	116.88
POTENCIA REACTIVA Q,A LA FRECUENCIA FUNDAMENTAL				
	A	B	C	TOTAL
MIN KVAR	-11.695	-15.856	-128.191	-46.49 EN 05/03/2013 13:54:00
MAX KVAR	12.830	6.526	-5.986	11.75 05/03/2013 12:49:30
MEDIANA KVAR	4.240	-3.851	-15.331	-15.88
PROMEDIO KVAR	2.909	-4.625	-15.358	-17.07
FACTOR DE POTENCIA				
	A	B	C	TOTAL
MIN	-0.998	-0.995	-0.986	_1.000EN 05/03/2013 11:32:30
MAX	0.998	0.994	-0.917	1.000 EN 05/03/2013 11:32:30
MEDIANA	0.987	-0.969	-0.927	-970
PROMEDIO	0.541	-0.760	-0.908	-0.928
DEMANDA DE POTENCIA ACTIVA				
	A	B	C	TOTAL
MIN KWh/h				35.96 EN 05/03/2013 13:43:00
MAX KWh/h				153.01EN 05/03/2013 12:13:30
MEDIANA KWh/h				118.56
PROMEDIO KWh/h				111.22
ENERGIA ACTIVA (WH)				
	A	B	C	TOTAL
KWH	170.37	106.02	154.51	430.9 EN 05/03/201315:08:00

Fuente: elaboración propia.

Tabla XIV. **Datos de tensión obtenidos con equipo de calidad de energía**

Tensión	A	B	C
MIN VOLTIOS	168.21 en 05/03/2013 15:05:00	130.56 en 05/03/2013 11:40:00	129.84 EN 05/03/2013 11:40:00
MAX VOLTIOS	137.00 EN 05/03/2013 13:07:30	138.03 EN 05/03/2013 13:07:30	136.96 EN 05/03/2013 13:06:30
MEDIANA VOLTIOS	132.77	134.52	133.75
PROMEDIO VOLTIOS		132.89 134.65	
INTENSIDAD			
MIN AMPERIOS	103.7 EN 05/03/2013 13:44:00	91.1 EN 05/03/2013 13:47:00	133.8 EN 05/03 /2013 13:44:00
MAX AMPERIOS	596.3 EN 05/03/2013 12:39:30	443.6 EN 05/03/2013 12:39:30	540.6 EN 05/03/2013 12:39:30
MEDIANA AMPERIOS		364.2 215.7	345.9
PROMEDIO AMPERIOS		336.8 213.5	325.2
Tensión	A-B	B-C	C-A
MIN VOLTIOS	223.44 EN 05/03/2013 11:40:00	223.89 EN 05/03/2013 11:40:00	223.26 EN 05/03/2013 15:05:00
MAX VOLTIOS	237.61 EN 05/03/2013 13:07:30	239.20 EN 05/03/2013 13:06:30	236.80 EN 05/03/2013 13:07:30
MEDIANA VOLTIOS	230.32	233.7	230.48
PROMEDIO VOLTIOS	133.85 230.63		233.86 230.73
INTENSIDAD			
MIN AMPERIOS			
MAX AMPERIOS			
MEDIANA AMPERIOS			
PROMEDIO AMPERIOS			

Fuente: elaboración propia.

6.4. Impacto de armónicas en el sistema de energía por uso de variadores

Los armónicos son distorsiones de las ondas senoidales de tensión y/o corriente de los sistemas eléctricos, debido al uso de cargas con impedancia no lineal, a materiales ferromagnéticos, y en general al uso de equipos que necesiten realizar conmutaciones en su operación normal. La aparición de corrientes y/o tensiones armónicas en el sistema eléctrico crea problemas tales como, el aumento de pérdidas de potencia activa, sobretensiones en los condensadores, errores de medición, mal funcionamiento de protecciones, daño en los aislamientos, deterioro de dieléctricos, disminución de la vida útil de los equipos, entre otros.

Un variador de frecuencia es un sistema para el control de la velocidad rotacional de un motor de corriente alterna (AC) a través del control de la frecuencia de alimentación suministrada al motor. Los variadores de frecuencia son conocidos también con el nombre de *drivers* de frecuencia ajustable (AFD), drivers de CA, microdrivers o inversores.

6.4.1. ¿Cómo funciona un variador de frecuencia?

Los dispositivos variadores de frecuencia operan bajo el principio de que la velocidad síncrona de un motor de corriente alterna (CA) está determinada por la frecuencia de CA suministrada y el número de polos en el estátor, de acuerdo con la relación:

$$RPM = \frac{120 * f}{p}$$

Donde:

rpm = revoluciones por minuto

f = frecuencia de suministro CA (Hertzio)

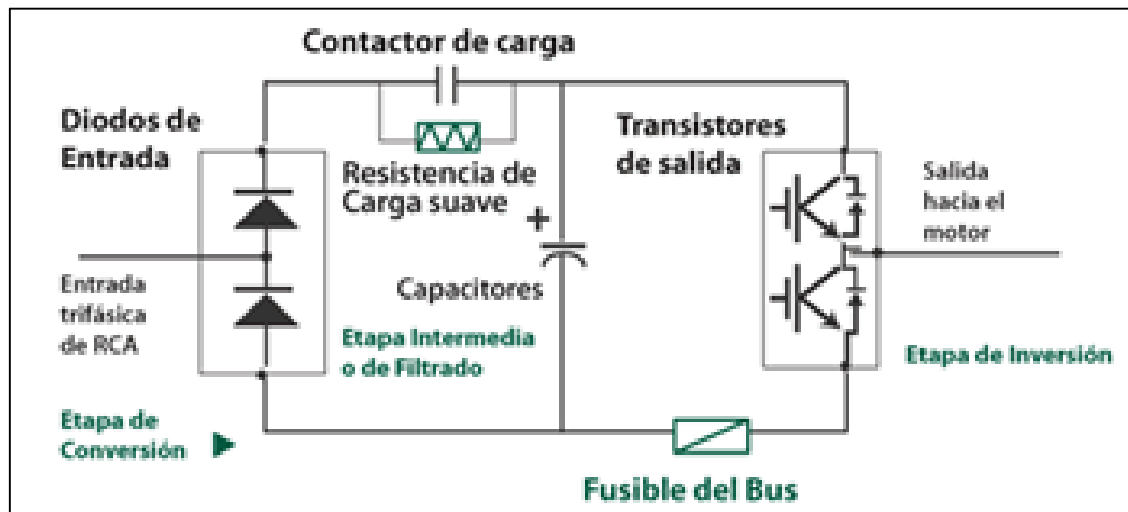
p = número de polos

Las cantidades de polos más frecuentemente utilizadas en motores síncronos o en motor asíncrono son 2, 4, 6 y 8 polos que, siguiendo la ecuación citada, resultarían en 3 000, 1 500, 1 000 y 750 revoluciones por minuto, respectivamente para motores sincrónicos únicamente y a la frecuencia de 50 hertz. Dependiendo de la ubicación geográfica funciona en 50 o 60 hertz.

En los motores asíncronos las revoluciones por minuto son ligeramente menores por el propio asincronismo que indica su nombre. En estos se produce

un desfase mínimo entre la velocidad de rotación (rpm) del rotor (velocidad real o de salida) comparativamente con la cantidad de revoluciones por minuto del campo magnético (las cuales si deberían cumplir la ecuación arriba mencionada tanto en motores síncronos como en motores asíncronos) debido a que solo es atraído por el campo magnético exterior que lo aventaja siempre en velocidad (de lo contrario el motor dejaría de girar en los momentos en los que alcanzase al campo magnético)

Figura 59. **Diagrama eléctrico de un variador de frecuencia**



Fuente: <https://sites.google.com/site/archivosblogcimg/inversororiginal.JPG>. Consulta: 13 de julio de 2013.

6.4.2. El impacto

En general, los armónicos son producidos por cargas no lineales que a pesar de ser alimentadas con una tensión senoidal absorben una intensidad no senoidal. Para simplificar se considera que las cargas no lineales se comportan como fuentes de intensidad que inyectan armónicos en la red.

Las cargas armónicas no lineales más comunes son las que se encuentran en los receptores alimentados por electrónica de potencia tales como: variadores de velocidad, rectificadores, convertidores, entre otros.

Otro tipo de cargas, tales como: reactancias saturables, equipos de soldadura, hornos de arco, etc., también inyectan armónicos. El resto de cargas tienen un comportamiento lineal y no generan armónicos: inductancias, resistencias y condensadores.

Cuando se conecta un equipo con componentes no lineales a la red (como un variador de frecuencia), se ocasionan distorsiones en la red que perturban los parámetros de esta. Una causa importante de las perturbaciones de la red es la distorsión debido a los armónicos generados por los equipos electrónicos.

En cuanto a las perturbaciones que pueden afectar a los parámetros de la red, deben tenerse en cuenta las que afectan a la amplitud de la señal. Dentro de estas, se pueden distinguir:

- Perturbaciones de baja frecuencia: entre ellas se encuentran los armónicos, con frecuencias comprendidas entre 100 y 2 500 hertz.
- Perturbaciones de alta frecuencia (parásitas): puede ser por ruido conducido (con frecuencias comprendidas entre 10 kilohertz y 30 megahertz) o por ruido radiado (frecuencias mayores de 30 megahertz). Los variadores de frecuencia son una causa importante de perturbaciones por ruido conducido.

Un variador absorbe de la red corrientes periódicas no senoidales (y por tanto no lineales), compuestas por una componente fundamental de frecuencia, más una serie de corrientes superpuestas de frecuencias múltiplo de la fundamental, llamadas armónicos.

Las perturbaciones ocasionadas en la red afectan al funcionamiento de los demás equipos conectados, incluso pueden afectar al funcionamiento del propio convertidor.

Un aspecto importante es proteger los equipos de las perturbaciones de la red, sobre todo de armónicos y de puntas de tensión con un valor alto de la razón de cambio del voltaje respecto del tiempo (dV/dt). La presencia de armónicos en la red puede provocar:

- Aumento de pérdidas en la instalación debido a la disminución del factor de potencia.
- Disparo de protecciones.
- Averías frecuentes.
- Mal funcionamiento de los equipos.

Uno de los parámetros que se utilizan para valorar los niveles de perturbación debido a los armónicos es el Total Harmonic Distortion (THD). El THD se puede hallar tanto para tensión como para corriente y se calcula como se indica:

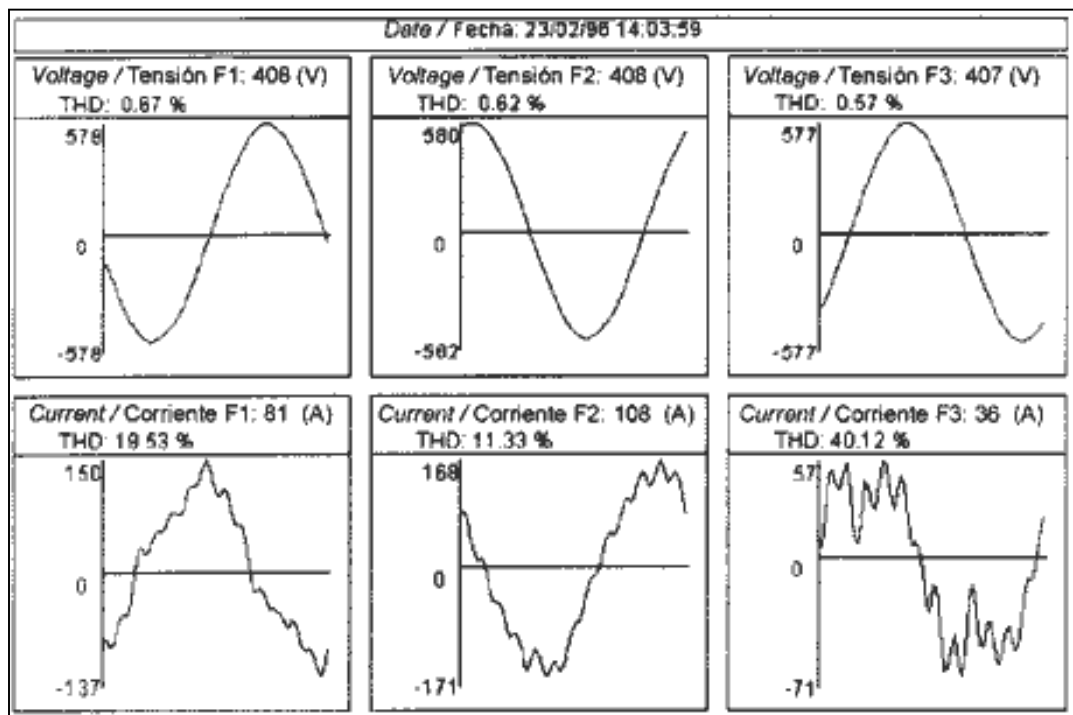
$$THD(V) = 100 * \frac{\sqrt{\sum_2^{40} V_n^2}}{V_1}$$

$$THD(I) = 100 * \frac{\sqrt{\sum_2^{40} I_n^2}}{I_1}$$

El THD mide la distorsión de la señal en porcentaje, con respecto al valor fundamental. Se pueden considerar valores normales del THD en torno al 30 por ciento para corriente y alrededor del 5 por ciento para tensión.

Un variador de frecuencia se comporta como un rectificador de 6 pulsos. La mayor parte de las perturbaciones son originadas por la conversión AC/DC. En la figura 60 se muestran los armónicos típicos para un rectificador de 6 pulsos conectado directamente a la red.

Figura 60. **Armónicos típicos**



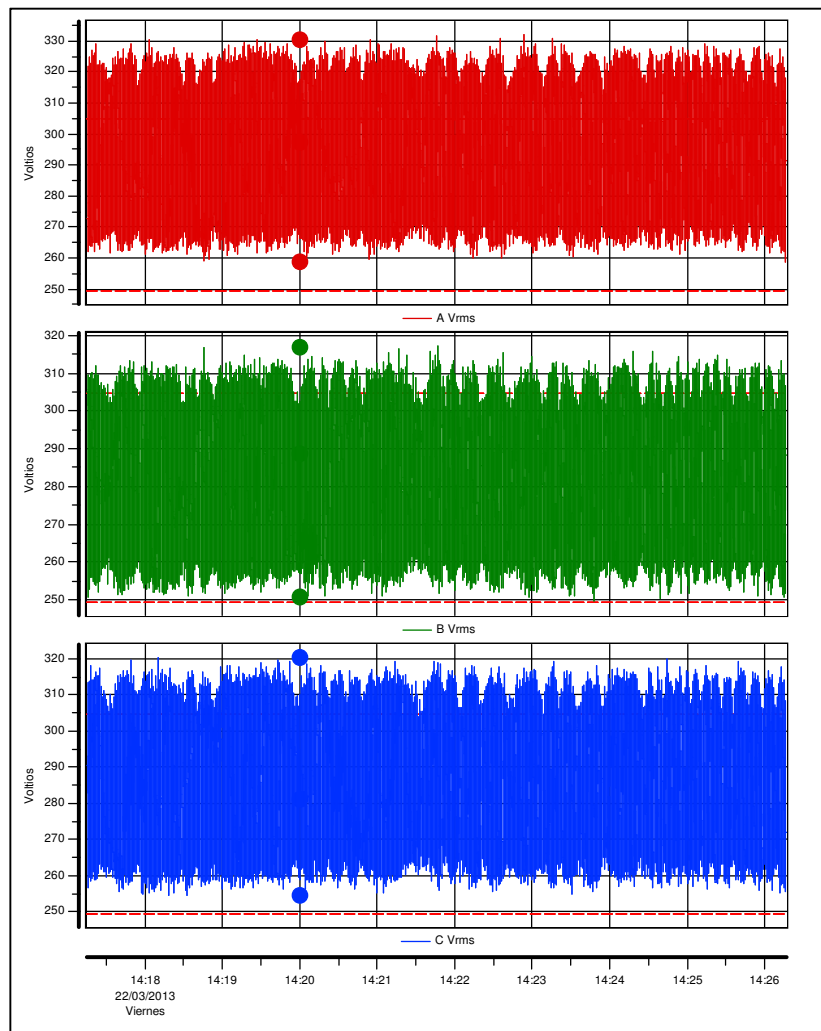
Fuente: http://www.tecnicsuport.com/enerenov/taulesconsulta/reactiva_eolicos/grafic7.gif.

Consulta: 14 de junio de 2013.

6.5. Generación de gráficas con datos obtenidos

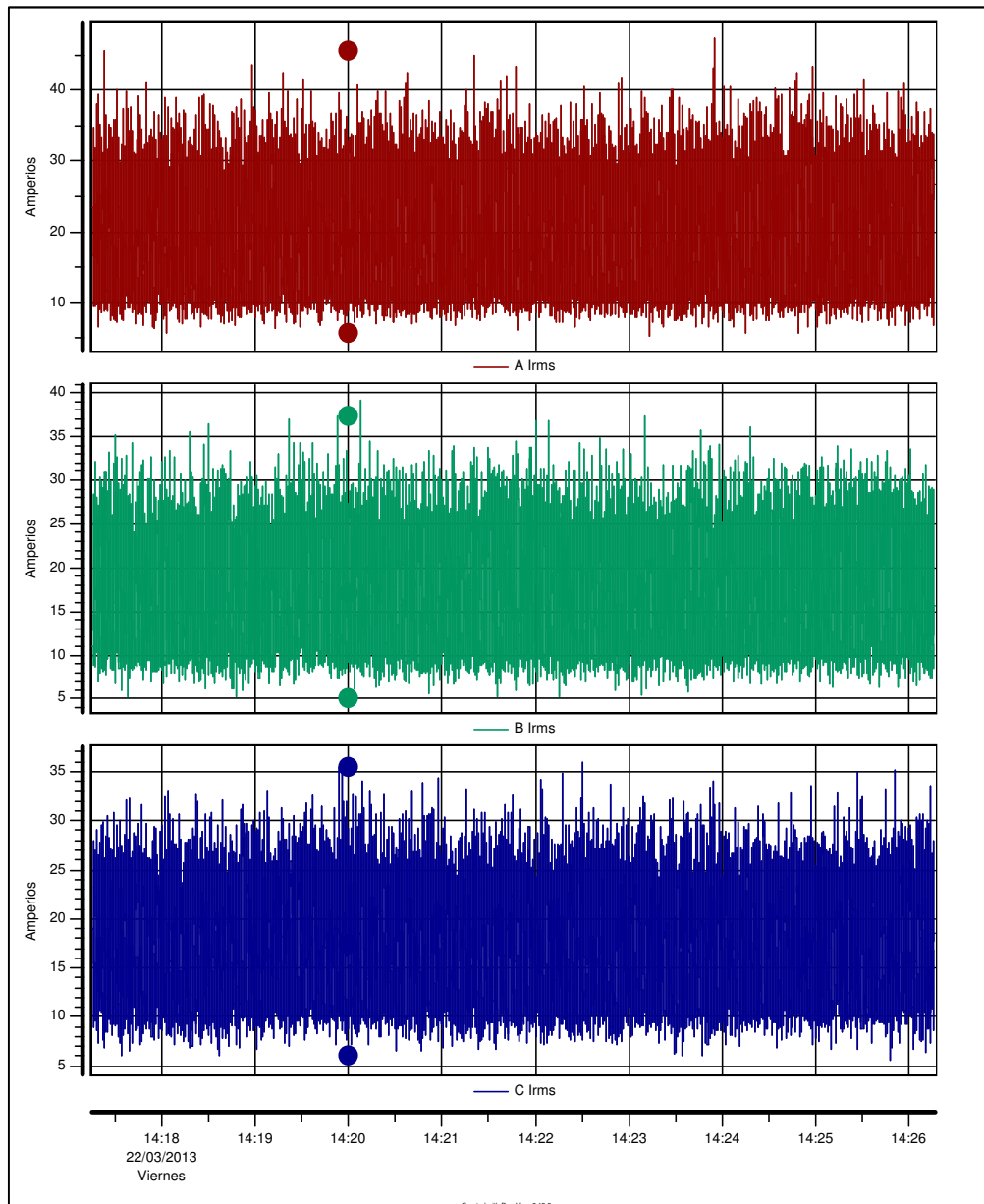
- Lugar: Kaxin, medido desde 22/03/2013 14:17:15.0 Hasta 22/03/2013 14:26:17.0

Figura 61. Muestra los niveles de tensión en un tiempo determinado de medición con equipo de medición de calidad de energía marca Dranetz que posee variador de frecuencia



Fuente: elaboración propia con Software del equipo Dranetz.

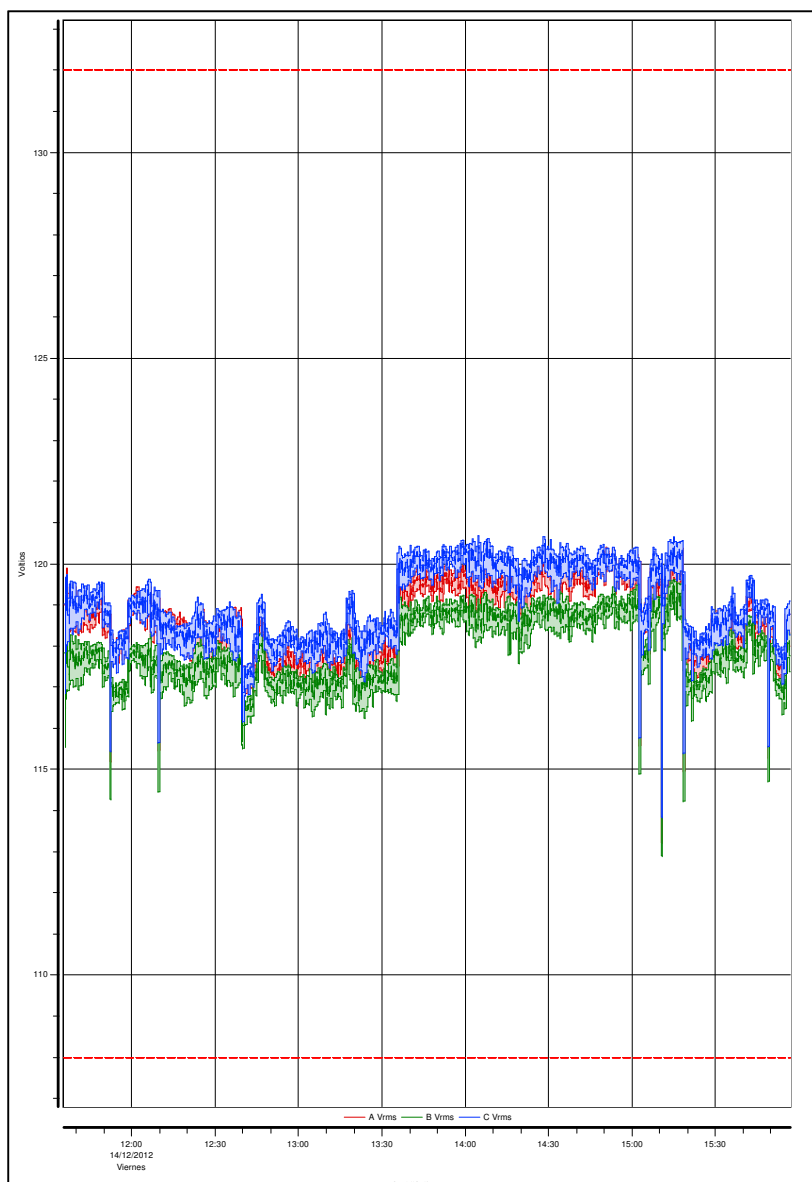
Figura 62. **Muestra los niveles de intensidad en un tiempo determinado de medición con equipo de medición de calidad de energía marca Dranetz**



Fuente: elaboración propia con Software del equipo Dranetz.

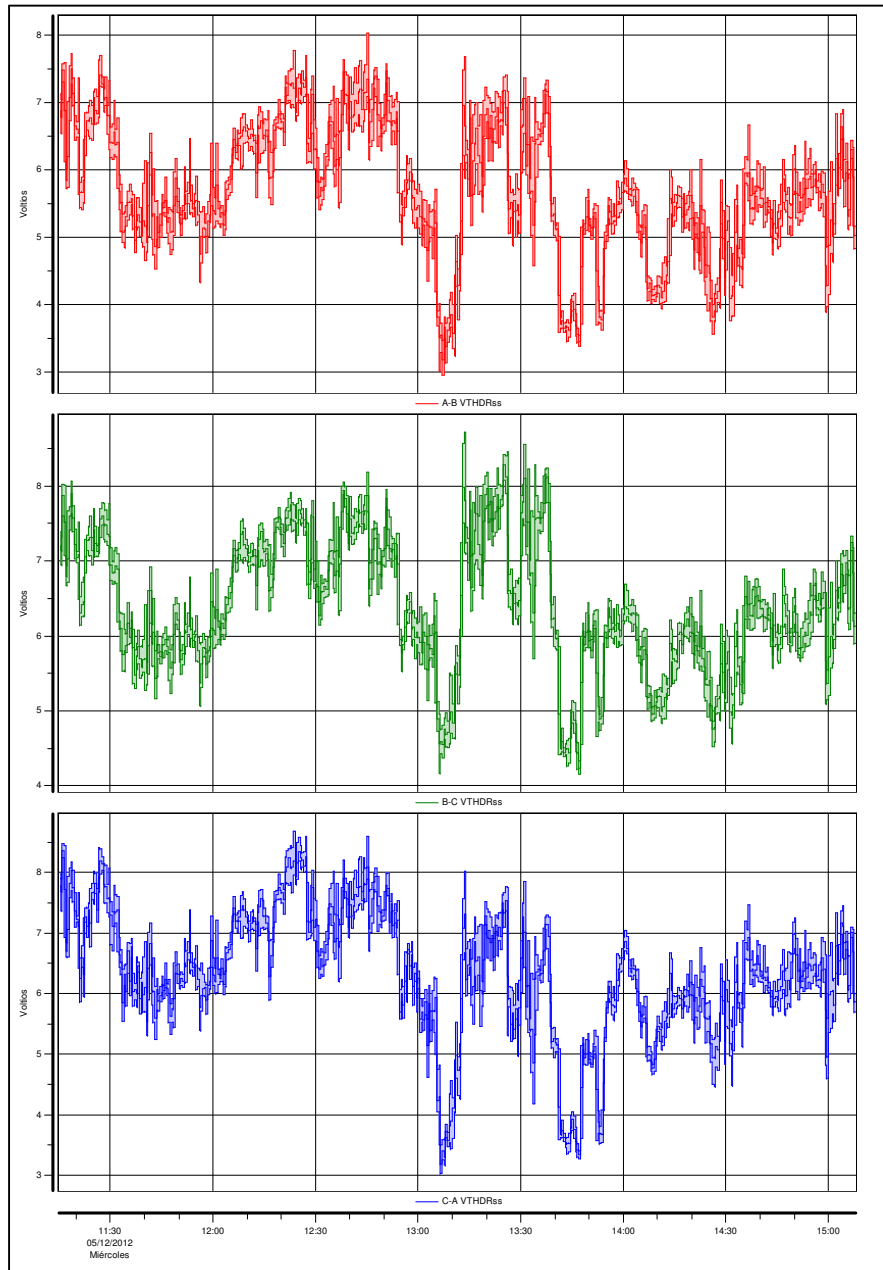
- Lugar: Torre Central de Claro, medido desde 14/05/2013 11:35:29.0
Hasta 14/05/2013 15:57:00.0

Figura 63. **Muestra los niveles de voltaje en un tiempo determinado de medición con equipo de medición de calidad de energía marca Dranetz**



Fuente: elaboración propia con Software del equipo Dranetz.

Figura 64. **Muestra la distorsión armónica total THD (V) de un sistema de bombeo con variador de frecuencia aplicado a la alimentación de la bomba con medidor de calidad de energía marca Dranetz**



Fuente: elaboración propia con Software del equipo Dranetz.

CONCLUSIONES

1. La creación y renovación de programas de mantenimiento preventivo y de rehabilitación de equipo, permiten mantener o incrementar los niveles de eficiencia de acuerdo a los parámetros de diseño en las instalaciones electromecánicas de los sistemas de bombeo.
2. La rentabilidad del sistema de bombeo de velocidad variable depende de cada sistema y del tiempo que los administradores y/o dueños de edificios establezcan para el retorno de la inversión en un corto plazo, por lo tanto la inversión inicial no es significativa para los costos que se presentan en las facturas de pago mensual.
3. Los sistemas con porciones de caída de presión constante alta en relación a la cabeza total de la bomba, tienden a no ser tan rentables en cuanto al uso de sistemas de bombeo de velocidad variable.
4. Los sistemas con porciones de caída de presión que varía con el cambio del volumen de fluido bombeado grandes en relación a la cabeza total de bombeo tienden a ser rentables en cuanto al uso de bombeo de velocidad variable.
5. La aplicación de un control a sistemas de bombeo de velocidad constante existentes en un edificio permite mejorar el consumo de energía eléctrica hasta en un 40 por ciento.

RECOMENDACIONES

1. La evaluación de los sistemas de bombeo para los proyectos, no solo de construcciones nuevas, sino también, para actualizar los sistemas ya existentes debe ser realizada por administradores y contratistas, con el fin de lograr ahorros energéticos reales, ahora que los costos de la energía eléctrica tienden a subir y ya son altos actualmente.
2. Debe realizarse la promoción e implementación de los fundamentos y análisis principales, del funcionamiento de sistemas de bombeo en el comercio y la industria, cuya demanda supere valores normales de energía, no solo para los sistemas de bombeo en los sistemas de enfriamiento o acondicionamiento de aire, sino también, en sistemas de bombeo para servicio general, tales como bombeo de agua.
3. Tener en cuenta que, lo indicado en el presente trabajo de graduación, es solo una parte de las actividades de control, modernización, optimización y actualizaciones que se pueden hacer para mejorar la eficiencia en los sistemas hidráulicos y que el sector requiere de una amplia sensibilización sobre el tema.
4. El resultado de este estudio debe ser considerado como punto de partida para el análisis futuro de sistemas de bombeo de velocidad variable, aplicado no solo a agua, sino a otros fluidos como aceites hidráulicos o a transporte de sustancias líquidas.

BIBLIOGRAFÍA

1. COITE, C. *Régulation des stations de pompage et des réseaux sous pression*. La houille Blanche, nº2/3 1993. 19 p.
2. Departamento de Entrenamiento y Educación. *Parallel and series pump applicatio*. 2003. 29 p.
3. GARCÍA, Andrés; REJÓN. G. *Mecánica de los Fluidos*. 3a ed. México: McGraw-Hill, 2000. 469 p.
4. D.F. *Technical Documentation: Electronic Zone Valves*, publicación J20744 - 04-07, Estados Unidos de Norteamérica: Belimo Aircontrols. 2007. 348 p.
5. EGUSQUIZA, Estévez; et al. *Curso sobre diseño de bombas e instalaciones de bombeo*. E.T.S.I.I.G., Gijón, 1996. 54 p.
6. _____. *Cavitació a les màquines hidràuliques*. Barcelona: C.P.D.A.-E.T.S.E.I.B., 1992. 47 p.
7. _____. *Flujo incompresible en tuberías*. Gijón: E.T.S.I.I.G., 1994. 72 p.
8. FEATHERSTONE, R. E. *Computational methods in the analysis and design of closed conduit hydraulic systems*. Estados Unidos de Norteamérica: Internal communication. 127 p.

9. FOX, R., MCDONALD, A. *Mecánica de fluidos*. Estados Unidos de Norteamérica: McGraw-Hill, 1995. 248 p.
10. GÓMEZ PONCELA, J. M. *Ingeniería sanitaria y ambiental*. Santander: E.T.S.I.C.C.P.S., 1990. 143 p.
11. KARASSIK, I. J.; CARTER, R. *Bombas centrífugas*. México: C.E.C.S.A., 1966. 231 p.
12. MASSEY, B. S. *Mechanics of fluids*. New York: Van Nostrand Reinhold, 1989. 247 p.
13. MCNAUGHTON, K. J. *Bombas; selección, uso y mantenimiento*. México: McGraw-Hill, 1999. 189 p.
14. MEI Zu-yan et al. *Mechanical design and manufacturing of hydraulic machinery*. Cambridge: I.E.C.B.S.H.M., University Press, 1991. 19 p.
15. MENDILUCE ROSICH, E. *El golpe de ariete en impulsiones*. Madrid: Bellisco, 1997. 104 p.
16. QUIMINET. [en línea]. <www.quiminet.com>. *Qué es un variador de frecuencia*. [Consulta: 12 de agosto de 2013].
17. LPI. [en línea]. <www.lpi.tel.uva.es>. *Causa y efecto de los armónicos*. [Consulta: 12 de agosto de 2013].

ANEXOS

Anexo 1. *Data sheet* de controlador de bomba

ITT

Pump Logic Controller

The pump logic controller shall be listed and bear the label of UL, cUL or CSA. It shall be microcomputer based and hold its software in non-volatile memory. On-line field modified data entries, such as stage point, or method of staging, shall be stored in flash memory with capability to prevent accidental loss of data due to voltage surge or spike. In the event of a complete power outage, all factory preset data values remain stored and available for recall by the operator.

The pump logic controller shall be powered by 115V AC power from a control power transformer within the control enclosure. The control panel shall be equipped with an integral, regulated 24VDC power supply to power analog input signals. It shall be capable of receiving four 4-20 mA analog input signals and two RTD signals. Analog input overvoltage and short circuit protection shall be on-board. All analog inputs shall be provided with current limit circuitry to provide short circuit protection and safeguard against incorrect wiring of sensors.

The staging of pumps shall be user-selectable based on kilowatts (kW), current (Amps), flow (optional sensor required) or pressure (optional sensor required).

kW shall be true power derived from a transducer. Amps shall be RMS from the kW transducer. Both kW and Amps shall be microcontroller calibrated with calibration held in non-volatile memory. PSI shall be derived from a pressure transducer with a 4-20 mA analog input. Optional flow shall be derived from a transducer with a 4-20 mA analog input.

The controller shall include input disconnect switch, fuses per pump, motor starters, overloads, control power transformer and microprocessor with NEMA 4 rated operator interface.

The Technologic controller shall have off line and on line diagnostic software. Off line diagnostic shall consist of CPU, non-volatile and RAM memory test. It shall have digital input diagnostics, display test, program test and all analog and digital I/O user-tests. Fault information may be accessed by interrogating the pump logic controller through its HELP key.

The incoming power and I/O circuitry shall reject electromagnetic (EM) and radio frequency interference (RFI). All digital outputs should be externally isolated.

The pump controller shall be capable of operation in ambient conditions of 0°C to 50°C and a humidity range of 10% to 90%, non-condensing.

The user interface shall contain a 4 line x 20 character liquid crystal display with 7" characters.

The pump logic controller shall alternate the pumps automatically based on a user defined time period, scheduled, manually from the operator interface, or via serial interface.

The pump logic controller shall be capable of operating in automatic, manual or off-line diagnostic modes. One level of password and software security shall be provided for protection of field modifiable data.

A data-logging feature provides historical information of key events with date and time stamps. Log information includes alarms, pump run timers, system on/off timers and pump cycle counters. The data log displays the minimum, maximum and average values of temperature, pressure and flow. It is also capable of displaying kilowatt-hours.

The pump controller shall be capable of communicating with the Building Automation System (BAS) by both hardwired and serial communications. The following communication features shall be provided to the BAS in hardwired form via digital outputs:

- Remote system start/stop
- System alarm output
- Pump on/off status indication
- Auto/manual status indication

The following communication features shall be provided to the Building Automation System via an RS-485 port utilizing BACnet MS/TP, Johnson Controls Metasys N2, or Modicon Modbus protocols. LonWorks shall be provided through RS-232 port.

1. Individual analog inputs
2. Individual pump failure
3. Individual pump on/off status
4. Start/Stop command and status
5. System flow when optional flow sensor is provided
6. Pressure, Temperature, Power measurement
7. General alarm indication
8. No flow shutdown status
9. Pump alternation

The pump logic controller shall provide the following standard user-selectable features:

- Overload Failure Alarm
- Pump Failure Alarm

Sequence of Operation:

In the "AUTO" mode, the lead pump shall start upon initiation of the system either by activation of the "START" button or by digital input from the Building Automation System (BAS).

The lead pump shall operate at the point on its curve where system demand is satisfied. If the lead pump is unable to satisfy demand, the lag pumps shall be started as required.

As demand decreases, the lag pumps shall be de-staged to minimize energy consumption.

In the event of a failure due to motor overload, the next pump in sequence shall be started.

AUTHORIZED REPRESENTATIVE

©COPYRIGHT 2008 BY
ITT CORPORATION
PRINTED IN U.S.A. 1-08

THE ITT ENGINEERING BLOCKS SYMBOL AND
ENGINEERING FOR LIFE ARE REGISTERED
TRADEMARKS OF ITT CORPORATION

ITT
6200 N. Austin Avenue
Morton Grove, IL 60053
Phone: (847) 966-3700
Fax: (847) 966-9052
www.belgosett.com



CANADA
ITT RACW Canada
55 Royal Road
Guelph, Ontario,
N1H 1T1, Canada
Phone: (519) 821-1900
www.ittpc.ca

Fuente: www.ITTIndustries.com. Consulta: marzo 12 de 2013.