

**UNIVERSIDAD CENTRAL “MARTA ABREU” DE LAS VILLAS**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA**  
**CENTRO DE ESTUDIOS ELECTROENERGÉTICOS**



**TESIS PRESENTADA EN OPCIÓN AL TÍTULO ACADÉMICO DE MÁSTER EN**  
**INGENIERÍA ELÉCTRICA**

**Procedimiento interactivo para el ahorro energético en sistemas hidráulicos accionados  
por una bomba centrífuga empleando variador de velocidad**

**Autor:** Ing. Hamzeh Ziad Mohammad Ali Dauod

**Tutor:** Dr. Carlos Alberto de León Benítez

**Santa Clara, Cuba**

**2018**

**UNIVERSIDAD CENTRAL “MARTA ABREU” DE LAS VILLAS**  
**FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING**  
**DEPARTMENT OF ELECTRICAL ENGINEERING**



**THESIS PRESENTED TO OPTION OF ACADEMIC TITLE OF MASTER IN**  
**ELECTRICAL ENGINEERING**

**Interactive procedure for the energetic saving in hydraulic systems put to work by a  
centrifugal pump-using driver of speed**

Author: Ing. Hamzeh Ziad Mohammad Ali Dauod

Email: [hamzehziad@yahoo.com](mailto:hamzehziad@yahoo.com)

Tutor: Dr. Carlos Alberto de León Benítez

Email: [charle@uclv.edu.cu](mailto:charle@uclv.edu.cu)

**Santa Clara, Cuba**

**2018**



Hago constar que el presente trabajo de diploma fue realizado en la Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas como parte de la culminación de estudios de Maestría en la especialidad de Ingeniería Eléctrica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Institución, para los fines que estime conveniente, tanto de forma parcial como total y que además no podrá ser presentado en eventos, ni publicados sin autorización de la Universidad.

---

Firma del Autor

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido realizado según acuerdo de la dirección de nuestro centro y el mismo cumple con los requisitos que debe tener un trabajo de esta envergadura referido a la temática señalada.

---

Firma del Tutor

---

Firma del Jefe de Departamento  
donde se defiende el trabajo

## *PENSAMIENTO*



## *DEDICATORIA*

*A toda mi familia en especial a mis padres que siempre han estado a mi lado, en las buenas y en las malas.*

## *AGRADECIMIENTOS*

*Gracias a Allah por sus bendiciones, por permitirme ser una mejor persona y profesional. Todopoderoso que siempre ha estado conmigo.*

*A mi familia por darme todo su apoyo incondicional, en especial a mis padres.*

*A mi hermana Sherin por ser tan especial conmigo.*

*A mis amigos por estar juntos en las buenas y en las malas.*

*A mis profesores por brindarme su conocimiento y su ejemplo para ser mejor profesional.*

*A mi tutor Dr. Carlos Alberto de León Benítez por apoyarme en el trabajo.*

*Especialmente a mi hermano y amigo Ing. Victor Rolando Jara González y a su familia por su apoyo. A “nanda” por sus bendiciones.*

## **RESUMEN**

El renovado interés en la actualidad por el empleo cada vez más eficiente de la energía eléctrica ha hecho que el uso del control de velocidad por variación de frecuencia para la regulación del caudal en sistemas de bombeo, se haya convertido en la opción más atractiva para este fin, lo que precisa encontrar con la mayor exactitud y precisión posible, el ahorro de energía en comparación con otros medios de regulación utilizados para este fin. En este trabajo se desarrolla un procedimiento matemático que permite relacionar las variables de control del sistema hidráulico con las variables de comportamiento del motor eléctrico que acciona la bomba de modo que quedan resueltas las limitaciones de aplicación de las leyes de afinidad en sistemas con elevada carga estática inicial. Su implementación logra disminuir la incertidumbre en el cálculo de los potenciales de ahorro de energía cuando se analiza la factibilidad de empleo de los variadores de velocidad en estas aplicaciones. Se presenta un modelo de simulación desarrollado en la plataforma de Simulink en MATLAB de una bomba centrífuga accionada por un motor asincrónico con el fin de observar y analizar la eficiencia del sistema.

**Palabras claves:** Ahorro de energía, leyes de afinidad, sistema hidráulico, variador de velocidad.

# ÍNDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN .....	1
CAPÍTULO 1. REFERENTES TEÓRICOS ACERCA DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS DE BOMBEO.....	5
1.1 Introducción .....	5
1.2 Bombas centrífugas.....	6
1.2.1 Clasificación de las bombas centrífugas.....	8
1.2.2 Curva característica del sistema.....	9
1.2.3 Curvas características de la bomba centrífuga .....	10
1.2.4 Puntos de operación de la bomba centrífuga.....	11
1.3 Métodos de regulación del caudal.....	13
1.3.1 Regulación del caudal mediante estrangulación.....	13
1.3.2 Regulación del caudal mediante desvío o by-pass .....	14
1.3.3 Regulación del caudal por variación de velocidad de la bomba.....	15
1.3.4 Arranque o paro de la bomba .....	18
1.4 Construcción de la curva del sistema a partir del punto de operación de la bomba.....	18
1.5 Determinación del caudal de operación promedio .....	19
1.6 Método alternativo para determinar la eficiencia de la bomba .....	19
1.7 Leyes de semejanza o afinidad.....	20
1.8 Conclusiones parciales .....	21
CAPÍTULO 2. ANÁLISIS DE PROCEDIMIENTOS PARA EL AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS HIDRÁULICOS DE BOMBEO ACCIONADOS POR BOMBAS CENTRÍFUGAS.....	22
2.1 Introducción .....	22
2.2 Determinación del consumo de energía .....	22
2.3 Determinación de los costos de operación .....	22
2.4 Determinación de los ahorros de energía .....	23
2.4.1 Ahorro por disminución de la demanda .....	23
2.4.2 Ahorro de energía por disminución en el consumo.....	24
2.5 Determinación de los ahorros económicos.....	24
2.6 Procedimiento de evaluación de las medidas de ahorro de energía .....	25
2.6.1 Caracterización del sistema de bombeo .....	25

2.6.2	Sustitución de la bomba por una con mayor eficiencia suministrando el mismo caudal.....	25
2.6.3	Sustitución del motor eléctrico actual que impulsa a la bomba por uno de mayor eficiencia	26
2.7	Recorte del impulsor de la bomba.....	27
2.8	Variación de velocidad de una bomba .....	29
2.9	Cambio de horario.....	33
2.10	Análisis y evaluación energética de los sistemas de bombeo.....	33
2.10.1	Pérdidas y cálculo de la eficiencia en la bomba.....	33
2.11	Conclusiones parciales .....	37
<b>CAPÍTULO 3. DESARROLLO Y APLICACIÓN DE UN PROCEDIMIENTO PARA LA EVALUACIÓN DEL AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS HIDRÁULICOS DE BOMBEO ACCIONADOS POR BOMBAS CENTRÍFUGAS EMPLEANDO AEFV.....</b>		
3.1	Introducción .....	38
3.2.	Desarrollo del procedimiento.....	38
3.2.1	Curvas de enlace .....	38
3.2.2	Relaciones de dependencia de las variables del sistema hidráulico con las variables de comportamiento del motor eléctrico.....	40
3.2.3	Análisis de demanda de potencia .....	44
3.3	Cálculo de la velocidad sincrónica en régimen de velocidad variable.....	46
3.3.1	Determinación del consumo de energía eléctrica con estrangulación del sistema de tuberías	47
3.3.2	Determinación del consumo de energía eléctrica con variación de la velocidad .....	49
3.4	Estudio de factibilidad económica de la instalación de un variador de velocidad en el control de caudal de una bomba centrífuga.....	50
3.5	Aplicación del procedimiento para el cálculo de los ahorros de energía por el uso de accionamientos de alta eficiencia.....	51
3.6	Cálculo del sistema de tuberías .....	52
3.7	Cálculo de la potencia demandada por la bomba en condiciones nominales de operación .....	52
3.8	Cálculo de los parámetros del circuito equivalente del motor que acciona la bomba.....	52
3.9	Operaciones en condiciones de estrangulamiento.....	53
3.10	Operaciones en condiciones de velocidad variable.....	57
3.11	El modelo desarrollado en la plataforma de MATLAB Simulink .....	60
3.12	Conclusiones parciales .....	61
<b>CONCLUSIONES .....</b>		<b>62</b>
<b>RECOMENDACIONES .....</b>		<b>63</b>



## INTRODUCCIÓN

El renovado interés por el uso eficiente de la energía, ha hecho que el empleo del control de velocidad por variación de frecuencia para la regulación del flujo en sistemas de bombeo, se haya convertido en la actualidad en la opción más atractiva con este fin, lo cual hace que sea necesario obtener con la mayor precisión posible el ahorro de energía en comparación con otros medios mecánicos utilizados con este objetivo [1]-[5].

Actualmente, las bombas centrífugas ocupan el segundo lugar en importancia entre toda la maquinaria que se emplea en la industria. Para satisfacer las demandas de agua en las grandes ciudades, así como las necesidades de la industria, se dispone de una gran diversidad de ellas que varían desde la pequeña unidad de desplazamiento ajustable, hasta las que pueden manejar más de 6 m<sup>3</sup>/seg.

Existe un gran número de diseños, algunos difieren en elementos tan pequeños como el collarín de la prensa-estopa, y otros en el principio de operación. Las bombas centrífugas constituyen el tipo más usual de dispositivos para proporcionar energía a sustancias líquidas; se encuentran prácticamente en todas las instalaciones industriales y en un buen número de instalaciones agrícolas, de servicios públicos, comerciales e incluso domésticas, impulsando líquidos corrosivos, abrasivos, criogénicos, calientes, claros, viscosos, volátiles o con sólidos en suspensión; construidas por materiales que van desde el vidrio hasta el titanio, pasando por cerámicas, plásticos y otros metales.

En la actualidad se afrontan grandes problemas energéticos, por lo que resulta conveniente contar con lineamientos que permitan a los organismos operadores ser eficientes. Un proyecto electromecánico no solo consiste en la selección correcta del equipo, sino también en conocer el sistema hidráulico al cual está ligado, los niveles de eficiencia, dispositivos y accesorios necesarios para su funcionamiento [6]-[8].

La búsqueda de soluciones técnicas confiables que minimicen los costos de las inversiones y operación de los mismos ha sido objeto de estudio por muchos investigadores [20],[21]. En la actualidad, por sus grandes ventajas, el uso de accionamientos eficientes basados en el control de velocidad por variación de la frecuencia del voltaje aplicado constituye una de las opciones más atractivas por los altos niveles de ahorro de energía que se experimentan en comparación con el empleo de otras formas de controlar el flujo requerido por el sistema.

Este aspecto ha cobrado mayor importancia hoy día debido al incremento de los costos de la energía [1],[9],[10].

De la misma forma, el alto costo de estos sistemas hace que sea necesario realizar una evaluación técnico-económica de los mismos con la mayor precisión posible.

Una primera clasificación dada a estas bombas es en bombas de desplazamiento positivo y bombas rotodinámicas. Las primeras operan de forma volumétrica: desplazan un determinado volumen por unidad de tiempo, independientemente de la presión. Son bombas de émbolos, paletas, engranajes, etc., utilizadas en oleohidráulica, donde se requieren caudales ínfimos con presiones muy elevadas. Por su parte, las bombas rotodinámicas se utilizan normalmente en los sistemas de bombeo. Estas presentan ciertas características, tales como altura, presión, potencia, rendimiento, etc., desde el punto de vista del funcionamiento y, sobre todo, en su acoplamiento con el circuito; además de que consiguen incrementar la energía del fluido a base de aumentar la energía cinética por medio de la deflexión y el efecto centrífugo que provocan los álabes del rodete, recuperando esta energía posteriormente en forma de presión.

A su vez, las bombas rotodinámicas suelen dividirse en axiales, mixtas y radiales, según la dirección de salida del flujo con respecto al eje. El nombre común para las radiales es “bombas centrífugas”, y de aquí en adelante se asumirá este término, a pesar de que algunos autores utilizan el mismo para referirse a todo el conjunto de bombas rotodinámicas.

Las bombas han tenido y tienen un papel decisivo en el desarrollo de la humanidad. No es posible imaginar los modernos procesos industriales y la vida en las grandes ciudades sin la participación de estos equipos [9]. Estas juegan un rol decisivo principalmente en los sectores industrial y doméstico. En el caso del primero, se destaca su empleo en centrales termoeléctricas, empresas de procesos químicos, industria alimenticia, sistemas de riego para la producción agrícola de alimentos, equipos automotores, entre otras importantes aplicaciones; mientras que, en el segundo aspecto, favorecen el confort de las grandes ciudades al garantizar el suministro de agua potable, la evacuación de aguas residuales y el suministro de aire acondicionado de manera centralizada.

El procedimiento desarrollado en el presente trabajo se diseñó especialmente para el personal encargado de la selección, operación, supervisión y mantenimiento de los distintos procesos y equipos que incorporan en su operación bombas centrífugas.

Análogamente, el procedimiento puede aplicarse en todo tipo de empresas e instituciones que tengan bombas centrífugas horizontales, específicamente en aquellas que cuenten con bombas de 5 a 200 HP, puesto que los ahorros de energía obtenidos en las bombas que se encuentran en este rango son más atractivos [8].

Por lo tanto, en este trabajo se pretende dar respuesta al siguiente problema científico:

¿Cómo lograr una mejor aproximación en el cálculo del ahorro de energía en los sistemas hidráulicos accionados por una bomba centrífuga?

De aquí que el objeto de investigación sea el ahorro energético en sistemas hidráulicos de bombeo, distinguiendo como campo de acción la utilización de un procedimiento matemático para evaluar el comportamiento de la eficiencia del sistema.

El objetivo general de la investigación es:

Desarrollar un procedimiento matemático para la evaluación energética integral de sistemas hidráulicos accionados por una bomba centrífuga.

Para dar cumplimiento al objetivo general se precisan como objetivos específicos:

1. Establecer los referentes teóricos acerca de los sistemas de bombeo.
2. Formular el problema a partir de la interrelación existente entre las variables que caracterizan el sistema hidráulico y las de comportamiento del motor eléctrico que acciona la bomba.
3. Elaborar el procedimiento de aplicación de las relaciones establecidas.
4. Desarrollar un ejemplo de aplicación del procedimiento empleando el software MATLAB.

Las tareas científicas que contribuyen al cumplimiento de los objetivos específicos son:

1. La revisión de la literatura existente en lo concerniente a los métodos convencionales de regulación del caudal en sistemas hidráulicos de bombeo.
2. El análisis de procedimientos establecidos para lograr mayor un ahorro energético, atendiendo a la relación existente entre variables de sistemas hidráulicos de bombeo y variables eléctricas.

3. El desarrollo de un procedimiento que permita aumentar el ahorro de energía en sistemas hidráulicos de bombeo, manteniendo los parámetros de eficiencia favorable.
4. La comparación del nuevo procedimiento con los existentes, con el fin de validar los resultados obtenidos.
5. La aplicación del procedimiento en una situación práctica corroborando su validez mediante MATLAB.

El aporte del trabajo manifiesta gran relevancia técnica-económica y aplicación práctica, por cuanto permite una mejor estimación del ahorro energético en sistemas hidráulicos de bombeo, lo que a su vez facilita su empleo utilizando variadores de velocidad muy difundidos en la práctica.

En la investigación se utilizan diferentes métodos científicos. Dentro de los métodos teóricos se emplean el analítico-sintético, como es a la hora de tratar los distintos problemas de ahorro de energía, especialmente teniendo en cuenta las metodologías para su estudio; y el hipotético-deductivo, cuando se desarrolla un procedimiento para aumentar el ahorro energético. Como parte de los empíricos se utiliza la medición.

La estructura del trabajo está compuesta por introducción, tres capítulos, conclusiones, recomendaciones y bibliografía.

En el primer capítulo se describen aspectos generales acerca de los sistemas hidráulicos de bombeo, teniendo en cuenta conceptos, clasificaciones, metodologías de regulación del caudal y de evaluación energética.

En el segundo capítulo se muestra un análisis de varios procedimientos convencionales para determinar el ahorro de energía en sistemas hidráulicos de bombeo.

En el tercer capítulo, primeramente, se desarrolla un procedimiento que permite aproximar el cálculo del ahorro energético en sistemas hidráulicos de bombeo; posteriormente, se aplica el mencionado método a una situación práctica empleando accionamientos eléctricos de frecuencia variable (AEFV), validado finalmente mediante MATLAB.

# **CAPÍTULO 1. REFERENTES TEÓRICOS ACERCA DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS DE BOMBEO**

## **1.1 Introducción**

Básicamente, un sistema de bombeo está compuesto por la tubería de succión, la bomba y la tubería de descarga. Normalmente, el diseño de estos sistemas se realiza dimensionando los sistemas de tuberías, bajo condiciones de caudal y presión específicas, y luego, se selecciona la bomba para estos requerimientos con un tipo de fluido en particular. Si el sistema de tuberías está adecuadamente construido, entonces, la atención se centra en la evaluación del funcionamiento de la bomba para determinar, principalmente, su eficiencia.

Por eficiencia energética se entiende la capacidad para utilizar menor energía en un conjunto de acciones que permitan mejorar y optimizar la relación entre la cantidad de energía consumida y el producto obtenido de igual cantidad de calor, iluminación, transporte y otros servicios energéticos [13].

La eficiencia energética es un principio que se ha incorporado como una práctica común en varios países, sobre todo por los altos precios de la energía, la limitada disponibilidad de recursos energéticos no renovables y los crecientes problemas ambientales causados por la producción, distribución y consumo de la energía. Es por esto que la eficiencia energética se presenta como una alternativa para la optimización de recursos a lo largo de toda la cadena energética [13],[14].

De hecho, los equipos modernos con sistemas mecánicos, que en su mayoría dependen de la energía eléctrica, ya cuentan con motores de mejor eficiencia, como, por ejemplo, los motores eléctricos tipo Premium. En lo que refiere al equipamiento de varios años de funcionamiento, pueden cambiarse sus motores por otros más eficientes, de igual potencia, pero con menor consumo de energía. También un área importante para el uso eficiente de la energía la constituye el uso de accionamientos de alta eficiencia [13].

## 1.2 Bombas centrífugas

La bomba centrífuga, también denominada bomba roto-dinámica, es actualmente la máquina más utilizada para bombear líquidos en general.

Estas máquinas, denominadas “receptoras” o “generadoras”, se emplean para hacer circular un fluido en contra de un gradiente de presión. Para que un fluido fluya desde donde haya mayor presión hasta donde haya menos presión no se necesita ningún gasto de energía, pero, para realizar el movimiento inverso, es necesaria una bomba, la cual le comunica al fluido energía, sea de presión, potencial, o ambas. Para esto, necesariamente se tiene que absorber energía de alguna máquina motriz, ya sea un motor eléctrico o de combustión interna, una turbina de vapor o gas, etc.

No obstante, decir que una bomba “genera presión” es una idea errónea, aunque ampliamente difundida. Las bombas centrífugas están capacitadas para vencer la presión que el fluido encuentra en la descarga impuesta por el circuito. Las mismas están dotadas por un elemento móvil: el rotor o rodete, o impulsor, que transfiere la energía que proporciona el motor al fluido. Esto solo se puede lograr por un intercambio de energía mecánica y, en consecuencia, el fluido aumenta su energía cinética y, por ende, su velocidad. Además, por el hecho de ser un elemento centrífugo, aparece un aumento de presión por el centrifugado al circular el fluido desde el centro hasta la periferia. Cualquier partícula que ingrese y haga contacto con la paletas, comenzará a desplazarse, de manera ideal, contorneando la paleta, pero al mismo tiempo se separa del eje, por lo que en cada instante aumenta su radio y se mueve en el sentido de la rotación [15].

Seguidamente se detallan aquellos elementos que conforman en general una bomba centrífuga, analizándose su conformación mecánica y su función:

- a) La tubería de aspiración: que concluye prácticamente en la brida de aspiración.
- b) El impulsor o rodete: formado por un conjunto de álabes que pueden adoptar diversas formas según la misión que desarrolla la bomba. Estos álabes giran dentro de una carcasa circular. El rodete es accionado por un motor, y va unido solidariamente al eje, siendo este la parte móvil de la bomba. El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta la entrada del rodete, experimentando un cambio de dirección ligeramente brusco, pasando a radial, en las bombas centrífugas, o permaneciendo

axial en las axiales, acelerándose y absorbiendo un trabajo. Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo estas partículas proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, creando así una altura dinámica, de tal forma que las partículas abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando también su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre este y el rodete sometido al movimiento de rotación.

- c) La voluta: es una parte fija que está dispuesta en forma de caracol alrededor del rodete a su salida, de tal manera que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior y va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión. Su misión es la de recoger el líquido que abandona el rodete a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarle hacia la brida de impulsión de la bomba. La voluta es también un transformador de energía, ya que frena la velocidad de líquido, transformando parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión, que crece a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta, presión que se suma a la alcanzada por el líquido en el rodete. En algunas bombas existe, a la salida del rodete, una corona directriz de álabes que guía al líquido antes de introducirlo en la voluta.
- d) La tubería de impulsión: instalada a la salida de la voluta, por la que el líquido es evacuado a la presión y velocidad creadas en la bomba.

La figura 1.1 muestra los elementos de una bomba centrífuga y la figura 1.2 refleja una bomba tipo HS para el aumento de presión en un proceso industrial.

Las bombas centrífugas son máquinas basadas en la Ecuación de Euler, que resulta la ecuación fundamental que describe el comportamiento de una turbo-máquina bajo la aproximación de flujo unidimensional.

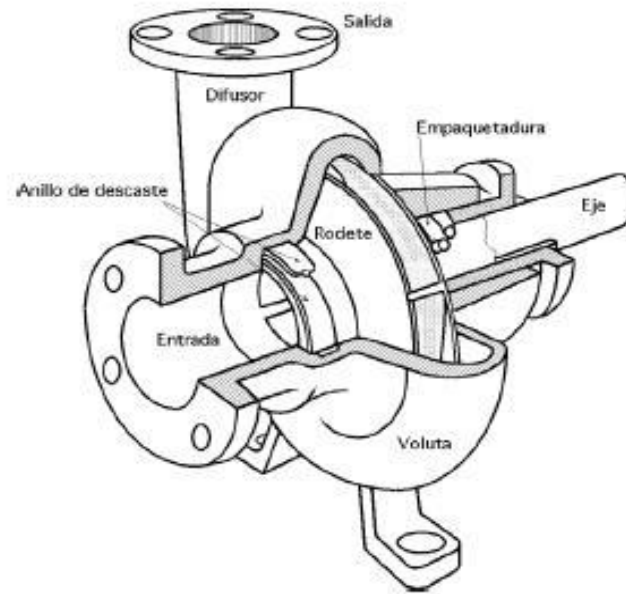


Figura 1.1 . Elementos de una bomba centrífuga. [13]

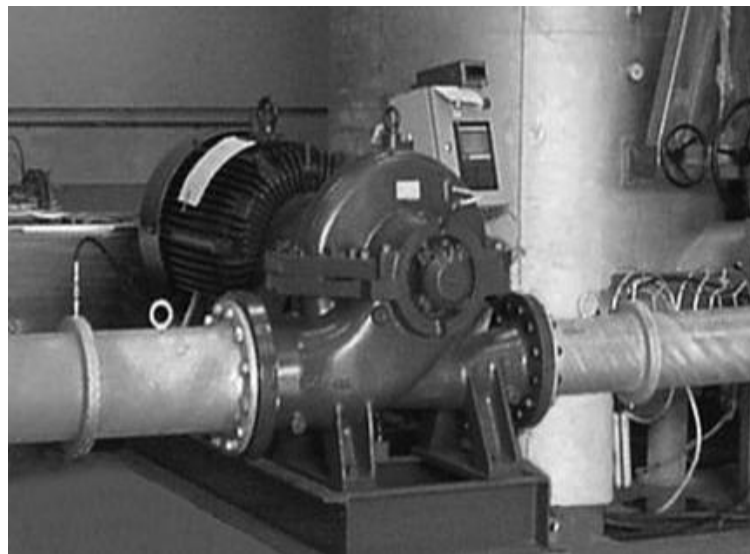


Figura 1.2. Bomba tipo HS. [21]

### 1.2.1 Clasificación de las bombas centrífugas

Las bombas centrífugas se pueden clasificar en:

- a) Centrífugas o radiales: son las más conocidas y, en ocasiones, las únicas existentes en el mercado. Se caracterizan por hacer uso de la fuerza centrífuga para impulsar el agua, razón por la cual esta sale de la bomba en forma perpendicular al eje del rodete. En

este tipo de bombas se proporciona un flujo de agua uniforme y son apropiadas para elevar caudales pequeños a grandes alturas.

- b) Axiales o helicoidales: no hacen uso de la fuerza centrífuga, sino que mueven el agua en forma similar a como lo hace un ventilador para mover el aire, el agua sale en forma paralela al eje de rotación del impulsor. Son especialmente indicadas para elevar grandes caudales a baja altura.
- c) Bombas de flujo mixto: aprovechan las ventajas de las bombas helicoidales (sencillez y poco peso) y se modifica la forma de los álabes, dándole una forma tal que le imparten al agua una cierta fuerza centrífuga. Alcanzan su mejor rendimiento con caudales entre 30 y 3000 litros/s, y alturas de 3 a 18 m.

### **1.2.2 Curva característica del sistema**

La curva característica del sistema se obtiene graficando la carga total en función del caudal del sistema. Presenta dos componentes fundamentales: una estática y una dinámica, según señala la figura 1.3.

La componente estática corresponde la altura estática y es independiente del caudal del sistema, es decir, de la carga de presión en los depósitos de la descarga y succión, así como de la altura geométrica [16].

Por su parte, la componente dinámica corresponde a la altura dinámica, es decir, a un caudal en movimiento, generando una carga de velocidad en los depósitos de descarga y succión y las pérdidas de carga, que aumentan en forma cuadrática con el caudal del sistema [11].

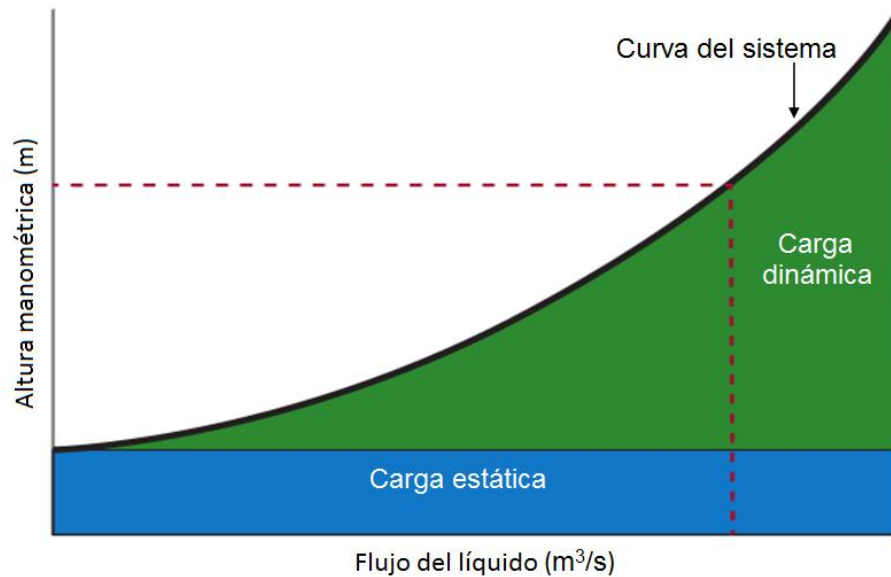


Figura 1.3. Curva característica del sistema. [21]

### 1.2.3 Curvas características de la bomba centrífuga

Teniendo la información de los datos de placa de la bomba, se deben consultar catálogos o información técnica del fabricante para obtener las curvas características de la bomba centrífuga, las que relacionan las variables que intervienen en el funcionamiento de la misma. Una muestra de estas curvas se ilustra en la figura 1.4.

Las curvas características de las bombas presentan datos similares independientemente del fabricante y en general incluyen:

- a) Curva de carga contra caudal, trazada para diferentes diámetros de impulsor y a velocidad constante.
- b) Curva de NPSH (altura neta positiva en la aspiración, por sus siglas en inglés) contra caudal.
- c) Curva de eficiencia contra caudal o curva de isoeficiencia.
- d) Curva de potencia contra caudal.

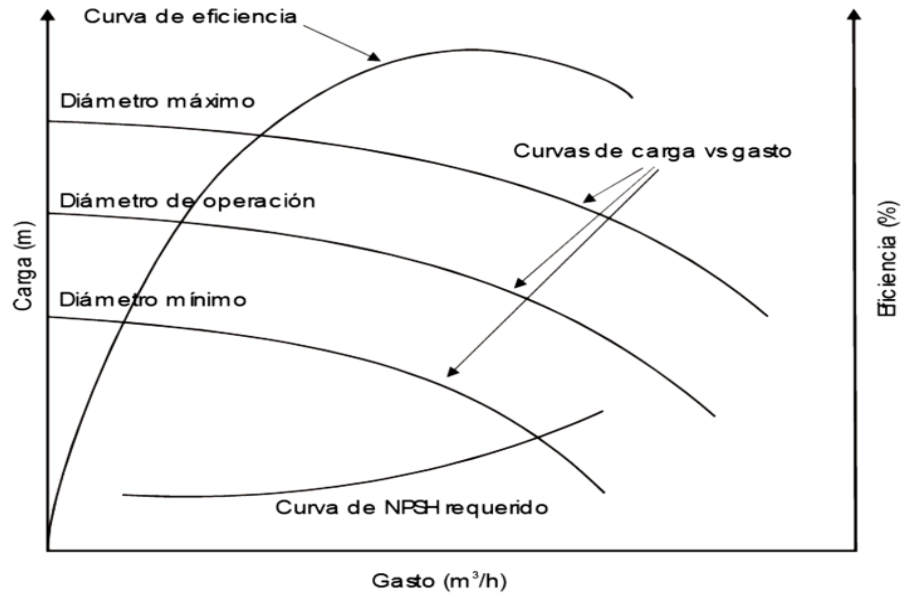


Figura 1.4. Curvas características de una bomba centrífuga. [12]

#### 1.2.4 Puntos de operación de la bomba centrífuga

El punto de operación de una bomba se obtiene cuando la carga generada por la misma coincide con la que precisa el sistema de bombeo. Se obtiene en la intersección de la curva de carga contra caudal de la bomba, correspondiente al diámetro de operación, y la curva del sistema. Al trazar una línea horizontal y otra vertical que pase por este punto pueden obtenerse los valores de carga, caudal, eficiencia y NPSH requerido [16].

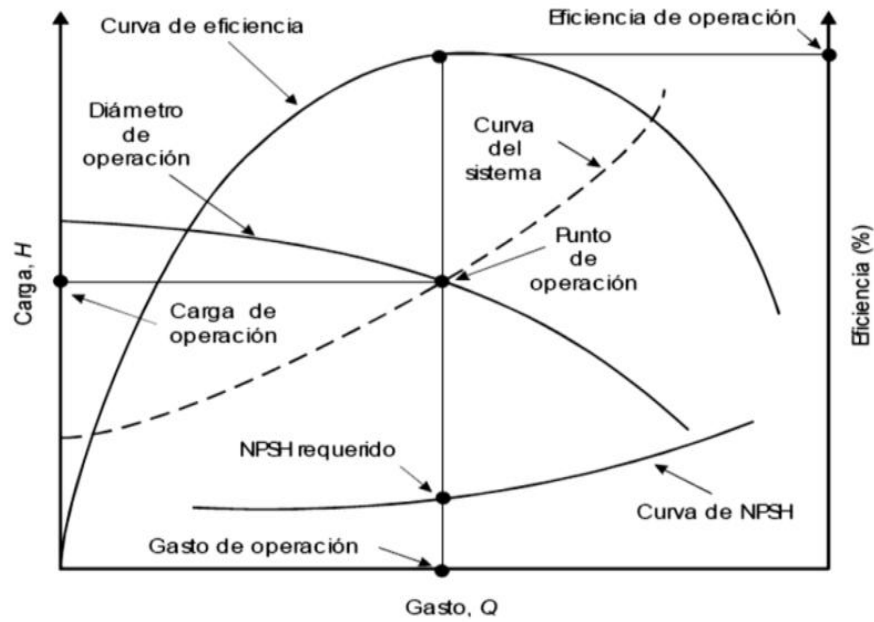


Figura 1.5. Punto de operación para caudal constante. [12]

En general, los sistemas de bombeo requieren caudal variable, lo cual significa que una bomba trabaja con diferentes puntos de operación. Adicionalmente, en cada punto de operación se puede determinar el NPSH requerido y la eficiencia de la bomba [16].

En la figura 1.6 se presenta el modo de obtención del punto de operación para caudal variable.

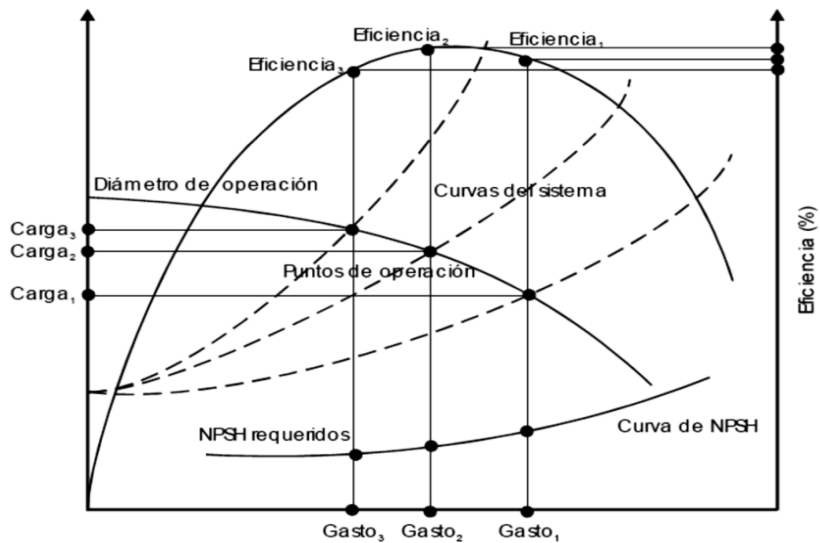


Figura 1.6. Punto de operación para caudal variable. [12]



Estrangular una válvula en la descarga del sistema de tubería reduce el flujo de operación  $Q_{op}$  a los valores del flujo  $Q_1$  o  $Q_2$ , incrementando los valores de la carga dinámica (energía en pérdidas) a las magnitudes  $H_1$  y  $H_2$ . Los incrementos  $\Delta H_1$  y  $\Delta H_2$  representan los incrementos producto de las pérdidas. Como se aprecia, el consumo de potencia se reduce, pero se incrementa la potencia debida a pérdidas [18].

Las limitaciones energéticas del método de regulación por estrangulamiento radican en que:

- a) Solamente permite reducir el flujo, si existiera necesidad de un flujo mayor se requiere de otro método.
- b) Aunque la potencia real consumida es menor, la cantidad de energía usada de forma útil también es menor, por lo que esta se derrocha. Otros métodos permiten usar la misma de forma más racional.

### **1.3.2 Regulación del caudal mediante desvío o bypass**

En presencia de sistemas sobredimensionados u operando procesos de capacidad variable, otra solución dada es la colocación de una tubería con un sistema de válvulas que conecte la tubería de descarga con la de succión, o entre la región de descarga y el tanque de succión del sistema. El objetivo de dicha instalación es reducir el flujo que va al proceso derivando una parte del flujo a la succión. Gráficamente, dicho proceso se aprecia en la figura 1.8.

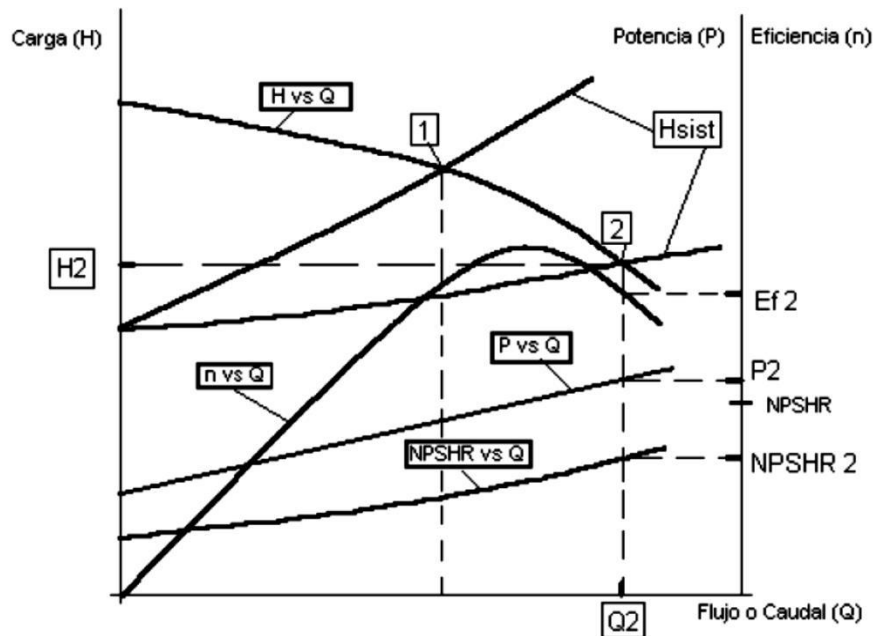


Figura 1.8. Regulación de caudal mediante recirculación. [12]

Las limitaciones energéticas del método de regulación por desvío o bypass son:

- Al pasar al punto de operación 2 la bomba maneja un mayor flujo y reduce su carga de trabajo, demandando una mayor potencia y requiriendo mayor carga neta positiva en la succión (NPSHR, por sus siglas en inglés).
- Se reduce el flujo destinado al proceso, pero se paga una mayor cantidad de energía en esta operación.
- Aunque el valor de rendimiento de la bomba es el mismo no es aconsejable trabajar en este punto dado que opera de forma menos rentable. Se paga más por cada unidad de fluido bombeado al proceso.
- El requerir una mayor carga neta positiva en la succión en el punto 2 puede limitar la explotación en el dicho punto. Ello depende del NPSH disponible del sistema.

### 1.3.3 Regulación del caudal por variación de velocidad de la bomba

Ante la necesidad de regular el caudal dado a un proceso o en presencia de un sobredimensionamiento de la máquina, una opción es la regulación por variación de la velocidad de rotación de la máquina [19].

Hasta hace pocos años, la regulación por variación de la velocidad (en rpm) estaba limitada a máquinas de gran capacidad donde económicamente se justificaba la colocación de:

- a) Variadores mecánicos de velocidad.
- b) Embragues hidráulicos.
- c) Motores eléctricos de velocidad escalonada.

En la actualidad, el uso de los variadores de frecuencia presenta una alternativa que, bajo un profundo análisis económico, permite el uso del método de regulación de la capacidad por variación de la velocidad de rotación de la máquina [16].

En la figura 1.9 se representa la acción de la variación de la velocidad de rotación de una bomba centrífuga en interacción con un sistema de tubería. Se observa que para una velocidad de rotación dada ( $n$ ) se definen todas las características hidráulicas de la máquina. Para la velocidad de rotación  $n1$  se obtiene el punto de intersección de la característica de carga de la máquina con la característica de carga del sistema de tubería, al cual se le denomina punto de operación 1. A partir de este punto, trazando perpendiculares a los ejes coordenados, se obtienen los valores de los parámetros de funcionamiento de la bomba al cortar cada característica [16].

Al hacer funcionar la bomba en la nueva velocidad de rotación ( $n2$ ) se obtiene un nuevo punto de operación, en este caso el punto 2. La figura ofrece las características hidráulicas de una bomba funcionando a diferentes rpm, por lo que para el punto de operación 2 se obtienen nuevos valores de carga, potencia, rendimiento, eficiencia y NPSHR [19],[16].

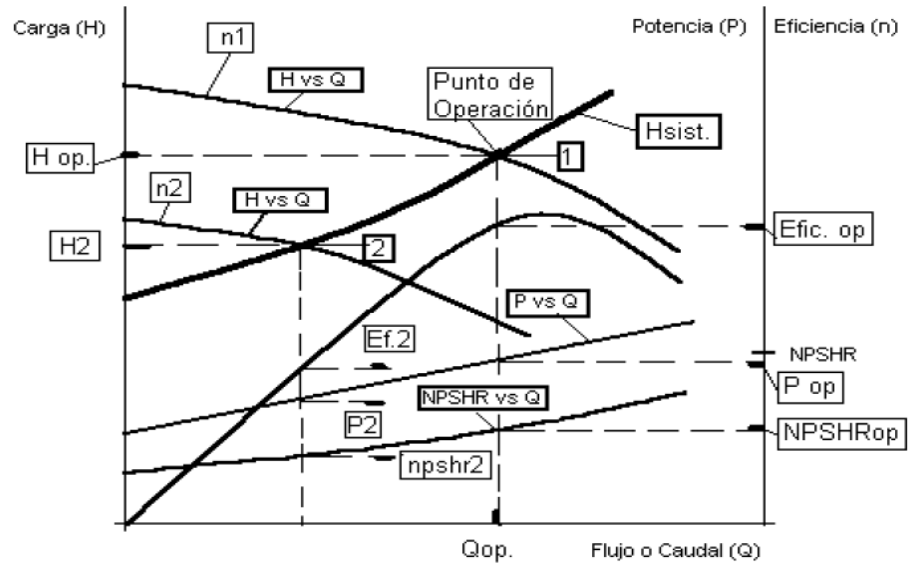


Figura 1.9. Regulación del caudal por variación de la velocidad. [12]

Algunos criterios técnicos y energéticos del método de regulación de la capacidad por variación de la frecuencia de rotación de la máquina son que:

- El cambio del punto de operación por la variación de la frecuencia de rotación de la máquina tiene lugar a lo largo de la característica hidráulica del sistema de tubería, lo cual garantiza que no ocurrirá un incremento de las pérdidas producidas por la regulación.
- La demanda de potencia decrece con el cubo de las revoluciones, por lo que una reducción de flujo con este método resulta energéticamente muy conveniente.
- Este método de regulación, a diferencia del método por estrangulamiento, permite tanto reducir como incrementar el flujo durante la regulación, lo cual constituye una gran ventaja para la operación de un proceso a cargas variables.
- El desarrollo actual de los variadores de frecuencia y la reducción de los costos que los mismos han sufrido en los últimos años, permite aplicar este método con más facilidad.
- El control de velocidad es el medio más eficaz para modificar las características de una bomba sujeta a condiciones de funcionamiento variables.

### 1.3.4 Arranque o paro de la bomba

Este es el método de regulación de caudal más sencillo, ya que solo consiste en el apagado o encendido del motor de la bomba de acuerdo a la cantidad de caudal que se requiera, por ejemplo, una bomba que lleva agua a un tanque elevado mediante un control por nivel [19].

### 1.4 Construcción de la curva del sistema a partir del punto de operación de la bomba

Como se mencionó previamente, la curva del sistema está compuesta por la carga estática y la carga dinámica. La carga estática se considera un parámetro constante dentro del sistema de bombeo, mientras que la dinámica, que se origina por la fricción del fluido en la tubería, válvulas, accesorios y otros componentes, varía proporcionalmente con el cuadrado de la velocidad del fluido que maneja el sistema.

Si se conoce el punto de operación de la bomba (la carga y el caudal) y la carga estática del sistema, a partir de estos valores se puede generar la curva del sistema.

Para ello se traza una curva cuadrática que inicie en caudal cero, pero con una carga igual a la carga estática del sistema (carga  $(H_1) = H$  estática, caudal  $(Q_1) = 0$ ), y finaliza en el punto de operación de la bomba  $(H, Q)$ . Esto se puede ver en la figura 1.10.

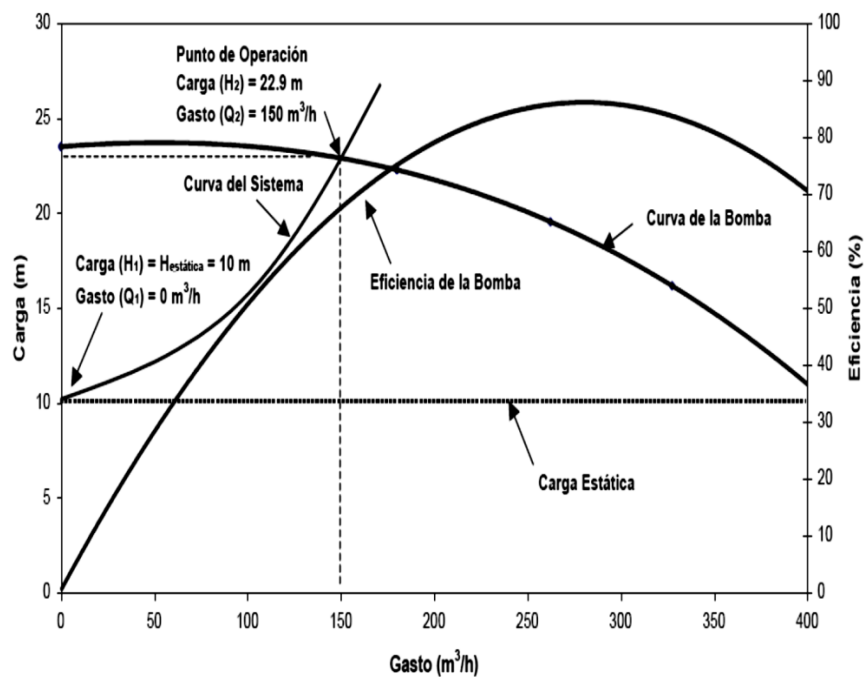


Figura 1.10. Construcción de la curva del sistema a partir del punto de operación de la bomba.

[12]

## 1.5 Determinación del caudal de operación promedio

Es importante evaluar la duración de la operación a diferentes caudales con el fin de determinar un período de operación típico y los ahorros totales a conseguir, así como para evaluar la rentabilidad de la medida. De acuerdo con la experiencia en la empresa y el tipo de servicio de la bomba, se decidirá la magnitud del período típico que deba seleccionarse. Conociendo el tiempo total de funcionamiento y la duración de los diferentes caudales, se determina el caudal promedio ponderado como la sumatoria del producto de los caudales con sus correspondientes tiempos de operación, dividida entre el tiempo de operación total.

$$Gasto\ promedio\ (m^3/h) = \frac{\sum_{i=1}^n (Gasto_i \cdot \Delta t_i)}{\sum_{i=1}^n \Delta t_i} \quad (1.1)$$

Donde:

$\Delta t_i$ : intervalo de tiempo con un caudal  $i$

Para poder realizar un análisis en las condiciones de operación del sistema de bombeo lo más cercano a la realidad posible, es necesario determinar los valores ponderados de los demás parámetros de operación de la bomba, tales como la carga total y la potencia eléctrica del motor.

## 1.6 Método alternativo para determinar la eficiencia de la bomba

En caso de no contar con las curvas características de la bomba, se puede determinar la eficiencia de la bomba mediante el siguiente procedimiento:

1. Determinar la potencia demandada por la bomba o la entregada por el motor mediante:

$$\text{Potencia Demandada por la Bomba (HP o kW)} = \text{Potencia del motor (medida)} \times \eta_{\text{motor}} \quad (1.2)$$

2. Establecer la potencia hidráulica de la bomba a través de:

$$Potencia\ hidraulica\ (kW) = \frac{\rho g Q H}{1000W/kW} \quad (1.3)$$

Donde:

$Q$ : caudal ( $m^3/s$ )

$H$ : carga total (m)

$P$ : densidad del fluido ( $kg/m^3$ )

$g$ : aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ )

De tal manera que la eficiencia de la bomba queda definida como:

$$\eta \text{ bomba}(\%) = \frac{pgQH}{\text{Potencia Demandada por la bomba} \times 1000\text{W/kW}} \quad (1.4)$$

3. Si se conoce la eficiencia de la bomba y la potencia hidráulica se puede determinar la potencia requerida por la bomba o la entregada por el motor:

$$\text{Potencia Demandada por la bomba}(kW) = \frac{pgQH}{\eta \text{ bomba} \times 1000\text{W/kW}} \quad (1.5)$$

4. Si se conoce la potencia requerida por la bomba y la eficiencia del motor, se puede determinar la potencia requerida por el conjunto bomba-motor:

$$\text{Potencia requerida}(kW) = \text{Potencia demandada por la bomba} / \eta \text{ motor} \quad (1.6)$$

### 1.7 Leyes de semejanza o afinidad

Al diseñar las bombas, ventiladores y compresores, se utilizan ampliamente los datos experimentales obtenidos durante la investigación de máquinas construidas a escala reducidas, pero totalmente análogas a las que se diseñan (máquinas semejantes).

No se detallará la teoría de dónde se obtienen las ecuaciones que a continuación se presentan como las leyes de semejanza para bombas centrífugas. Inicialmente se presentan las relaciones en términos del diámetro del impulsor de la bomba (velocidad constante):

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (1.7)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left[ \frac{N_1}{N_2} \right]^2 \quad (1.8)$$

$$\frac{BHP_1}{BHP_2} = \left[ \frac{N_1}{N_2} \right]^3 \quad (1.9)$$

Las leyes de afinidad en bombas centrífugas pueden ser aplicadas cuando el sistema de bombeo tiene una alta carga de fricción en comparación con la carga estática. Esto debido a que las leyes de afinidad son más precisas cuando se aplican entre las curvas del rendimiento que están a una misma eficiencia de la bomba [20],[21].

Las leyes de afinidad consideran que la disminución de la velocidad no afecta la eficiencia de la bomba. Esta aproximación puede ser considerada como válida hasta una reducción de velocidad igual a 0.7 veces la velocidad nominal. Sin embargo, la eficiencia en el nuevo punto de operación debe ser chequeada en todos los casos, especialmente en sistemas con alta carga estática [22].

### **1.8 Conclusiones parciales**

Los sistemas de bombeo representan un alto por ciento de la carga instalada en la esfera industrial y de los servicios. Un adecuado dimensionamiento de los mismos, así como la selección adecuada de su accionamiento contribuye hacer un uso más racional de la energía eléctrica.

Constituye un reto para los especialistas el desarrollo de procedimientos que permitan realizar un estudio cada vez más acertado de las posibles mejoras de los regímenes de explotación que contribuyan al ahorro de energía; dado que en ocasiones no se tienen en cuenta consideraciones técnicas necesarias, como, por ejemplo, no considerar la carga estática en sistemas convencionales.

## **CAPÍTULO 2. ANÁLISIS DE PROCEDIMIENTOS PARA EL AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS HIDRÁULICOS DE BOMBEO ACCIONADOS POR BOMBAS CENTRÍFUGAS**

### **2.1 Introducción**

De forma general, los procedimientos para el ahorro de energía consisten en la aplicación de un conjunto de técnicas que permite determinar el grado de eficiencia con la que es utilizada la misma.

En el desarrollo del presente capítulo, se realiza el estudio de los procedimientos convencionales para determinar el ahorro de energía en sistemas hidráulicos de bombeo, con el objetivo de comparar sus resultados con los del procedimiento creado en este trabajo, y arribar de esta forma a conclusiones [23].

### **2.2 Determinación del consumo de energía**

El consumo de energía se determina con la potencia que demanda el conjunto bomba-motor y el tiempo de operación del mismo (horas al año):

$$\text{Consumo (kWh)} = (\text{Potencia medida}) \cdot (\text{horas de operación}) \quad (2.1)$$

### **2.3 Determinación de los costos de operación**

Los costos de operación se determinan considerando los siguientes parámetros y expresiones:

- a) La tarifa aplicada en la empresa.
- b) Región.
- c) Costo por demanda (\$/kW).
- d) Costo por consumo (\$/kW).
- e) La demanda promedio de la bomba-motor (kW).
- f) El consumo de energía anual (kW/año).

El costo de la demanda es:

$$\text{Costo por demanda} = (\text{kW en demanda}) \cdot \left(\frac{\$}{\text{kW}}\right) \cdot \left(12 \frac{\text{mes}}{\text{año}}\right) \quad (2.2)$$

En tarifas horarias se debe considerar el costo por demanda facturable. Este se define como:

$$DF - DP + FRI * MAX(DI - DP, 0) + FRB * MAX(DB - DPI, 0) \quad (2.3)$$

Donde:

*DP*: demanda máxima medida en el período de punta

*DI*: demanda máxima medida en el período intermedio

*DB*: demanda máxima medida en el período de base

*DPI*: demanda máxima medida en los períodos de punta e intermedio

El costo por consumo se expresa de la siguiente forma:

$$\text{Costo por consumo} = (\text{kWh anuales}) \cdot \left(\frac{\$}{\text{kWh}}\right) \quad (2.4)$$

Entonces el costo total de operación queda definido como la suma de los costos por demanda y los costos por consumo:

$$\text{Costo total de operación} = \text{Costo por demanda} + \text{Costo por consumo} \quad (2.5)$$

## **2.4 Determinación de los ahorros de energía**

### **2.4.1 Ahorro por disminución de la demanda**

La disminución en demanda se determina al restar la potencia que requiere el conjunto bomba-motor (actualmente se obtiene directamente mediante mediciones) y la potencia que demandará dicho sistema, aplicando alguna de las siguientes medidas de ahorro:

- a) Recorte del impulsor de la bomba para mejorar su punto de operación.
- b) Sustitución por una bomba de mayor eficiencia.
- c) Aplicación del convertidor de frecuencia en el sistema de bombeo.
- d) Sustitución de motores estándar por motores de alta eficiencia.

El ahorro por disminución de la demanda (ADD) se calcula como:

$$ADD(kW) = Potencia\ actual(kW) - Potencia\ propuesta(kW) \quad (2.6)$$

### 2.4.2 Ahorro de energía por disminución en el consumo

Caso 1: tarifas ordinarias.

El ahorro de energía se determina multiplicando el ahorro en demanda (kW) por las horas de operación (horas al año):

$$\left( \begin{array}{c} \text{Ahorro en} \\ \text{consumo} \\ \text{(kWh)} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Ahorro en} \\ \text{demanda (kW)} \end{array} \right) \cdot \left\{ \begin{array}{c} \text{Horas de operación} \\ \text{del motor al año} \end{array} \right\} \quad (2.7)$$

Caso 2: tarifas horarias.

$$\left( \begin{array}{c} \text{Ahorro en} \\ \text{consumo} \\ \text{(kWh)} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Ahorro en} \\ \text{demanda (kW)} \end{array} \right) \cdot \left\{ \begin{array}{c} \text{Horas de operación anuales} \\ \text{del motor en base} \end{array} \right\} \quad (2.8)$$

### 2.5 Determinación de los ahorros económicos

Caso 1: tarifas ordinarias.

El ahorro económico resultante de la disminución en demanda y del ahorro en energía se determina mediante:

$$\left( \begin{array}{c} \text{Ahorro económico} \\ \text{por demanda} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Disminución en demanda (kW)} \end{array} \right) \cdot (\$/kW) \quad (2.9)$$

$$\left( \begin{array}{c} \text{Ahorro económico} \\ \text{por consumo} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Disminución en consumo anual (kWh/año)} \end{array} \right) \cdot (\$/kW) \quad (2.10)$$

Caso 2: tarifas horarias.

$$\left( \begin{array}{c} \text{Ahorro} \\ \text{económico} \\ \text{por} \\ \text{consumo} \end{array} \right) = \left\{ \begin{array}{l} \text{Ahorro en consumo en base en } \frac{kWh}{año} \cdot \frac{\$}{kWh\text{Base}} \\ \text{Ahorro en consumo en intermedia en } \frac{kW}{año} \frac{\$}{kWh\text{ intermedia}} \end{array} \right\} \quad (2.11)$$

Cambio de horario: en este caso se pretende que se analice la posibilidad de que el equipo que trabaja en el horario más costoso (horario punta) cambie su operación a alguno de los horarios más económicos (horario base o intermedio), siempre y cuando el equipo en cuestión no opere de manera continua las 24 horas del día y que las condiciones de operación lo permitan [18].

El ahorro económico que se tendría al cambiar la operación de un equipo a un horario más económico se calcula como:

$$\left( \begin{array}{c} \text{Ahorro económico} \\ \text{por} \\ \text{consumo} \end{array} \right) = \left\{ \begin{array}{c} \text{costo en el} \\ \text{horario} \\ \text{actual} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{c} \text{costo en el} \\ \text{horario} \\ \text{propuesto} \end{array} \right\} (\text{kWh anuales}) \quad (2.12)$$

## **2.6 Procedimiento de evaluación de las medidas de ahorro de energía**

El desarrollo de los procedimientos necesarios para realizar la evaluación de las medidas de ahorro de energía parte del hecho de que ya se tiene la información necesaria y las bases teóricas para llevar a cabo dichas evaluaciones.

El primer punto resulta el procedimiento de evaluación para llevar a cabo la caracterización del sistema de bombeo. Este punto sirve de base para evaluar algunas medidas de ahorro [17].

### **2.6.1 Caracterización del sistema de bombeo**

Para realizar la caracterización del sistema de bombeo, se deben seguir los siguientes pasos propuestos por [24]:

- a) Determinar el punto o puntos de operación de la bomba.
- b) Determinar la potencia demandada por el conjunto bomba-motor.
- c) Determinar la eficiencia de la bomba. En caso de no contar con las curvas características de la bomba consultar las ecuaciones correspondientes.
- d) Determinar el consumo de energía del sistema de bombeo.
- e) Determinar el costo de operación del sistema actual.

### **2.6.2 Sustitución de la bomba por una con mayor eficiencia suministrando el mismo caudal**

La mayor parte de las bombas centrífugas en operación trabajan con bajo nivel de eficiencia por diversas circunstancias, entre las que destacan [25]:

- a) Una mala selección de la bomba.
- b) Por tratarse de una bomba con determinada cantidad de años de explotación.
- c) Porque las condiciones de operación cambiaron (carga y caudal).

d) Por una sustitución inadecuada.

Sobre la base de que la bomba actual opera con baja eficiencia, se procede a realizar los siguientes pasos para la evaluación de esta medida en ahorro de energía [24]:

- a) Caracterizar el sistema de bombeo actual.
- b) Determinar el punto o puntos de operación de la bomba nueva.
- c) Determinar la eficiencia de la bomba nueva.
- d) Determinar la potencia en la flecha.
- e) Determinar la potencia requerida por el nuevo conjunto bomba-motor.
- f) Evaluar la disminución en demanda y el ahorro en consumo de energía.
- g) Calcular el ahorro económico.
- h) Realizar la evaluación económica de la medida de ahorro: determinar el tiempo de recuperación, valor presente neto y tasa interna de retorno.

### **2.6.3 Sustitución del motor eléctrico actual que impulsa a la bomba por uno de mayor eficiencia**

Los motores estándar que actualmente se fabrican, a pesar de su buena eficiencia respecto a otros de antaño, son superados por los denominados motores de alta eficiencia. El reemplazo o sustitución de motores estándar por motores de alta eficiencia se puede efectuar en los siguientes casos:

a) Reemplazo de motores en operación:

La sustitución resulta más atractiva en aquellos casos en que el motor actual opera con bajo factor de carga y, en consecuencia, con baja eficiencia y bajo factor de potencia; en este caso la sustitución debe evaluarse con un motor de alta eficiencia de menor capacidad que el actual. También es atractivo, desde el punto de vista operativo, realizar la sustitución cuando el motor actual opera a su capacidad máxima o a su factor de servicio [14].

b) Por nueva adquisición:

En este caso se compara la operación de un motor estándar con uno de alta eficiencia. El ahorro será la diferencia entre los costos de los motores. Los costos incluyen la inversión y el costo de operación del motor.

c) Para sustituir equipos dañados:

Al igual que en la alternativa anterior, la inversión corresponde al costo marginal del motor de alta eficiencia y el costo de reparación, sumando a este el costo por mayor consumo de electricidad debido a una mala reparación. En ambos casos la sustitución puede ser una medida de ahorro muy rentable.

## **2.7 Recorte del impulsor de la bomba**

Los métodos de control de caudal más utilizados son la estrangulación y la recirculación. No obstante, a pesar de su gran uso, su eficiencia es muy baja y la reducción en el consumo de energía es casi insignificante, ya que el motor continúa trabajando a su velocidad nominal tratando de sobreponerse a las contrapresiones innecesarias en el caso de estrangulación, y operando en forma constante con recirculación.

Un sistema de bombeo que trabaja con caudal constante, regulado con recirculación o estrangulación, consume energía innecesaria y por tal motivo representa una buena medida para ahorrar energía mediante el recorte del impulsor [25].

Sobre la base de que el sistema actual trabaja con caudal constante y que se aplica estrangulación o recirculación como control de caudal, deben realizarse los siguientes pasos para evaluar esta medida de ahorro:

- a) Determinar los límites de operación. Para analizar el recorte del impulsor de la bomba es importante conocer los límites máximo y mínimo de los diámetros del impulsor recomendados por el fabricante de la bomba.
- b) Determinar el tipo de regulación de caudal.
- c) Aplicar las leyes de semejanza o afinidad.

El costo marginal de un motor se define como la diferencia entre el costo del motor nuevo de alta eficiencia o estándar y el costo por re-embobinado o el costo del motor estándar. En otras

palabras, el costo marginal es el excedente que se tiene entre comprar un motor nuevo de alta eficiencia o estándar, o re-embobinar el motor dañado.

Mediante estas variables y las relaciones de semejanza se determinan:

- a) La nueva carga de operación ( $H2$ ):

$$H2 = H1 / \left\{ \frac{Q1}{Q2} \right\}^2 \quad (2.13)$$

- b) El nuevo diámetro del impulsor ( $D2$ ):

$$D2 = D1 / \left\{ \frac{Q1}{Q2} \right\} \quad (2.14)$$

- c) La potencia ( $BHP2$ ). La potencia actual  $BHP1$  se determina con la respectiva ecuación, posteriormente se aplican las leyes de semejanza:

$$DHP2 = DHP1 / \left\{ \frac{Q1}{Q2} \right\}^3 \quad (2.15)$$

En la figura 2.1 se muestran los límites de operación de la bomba.

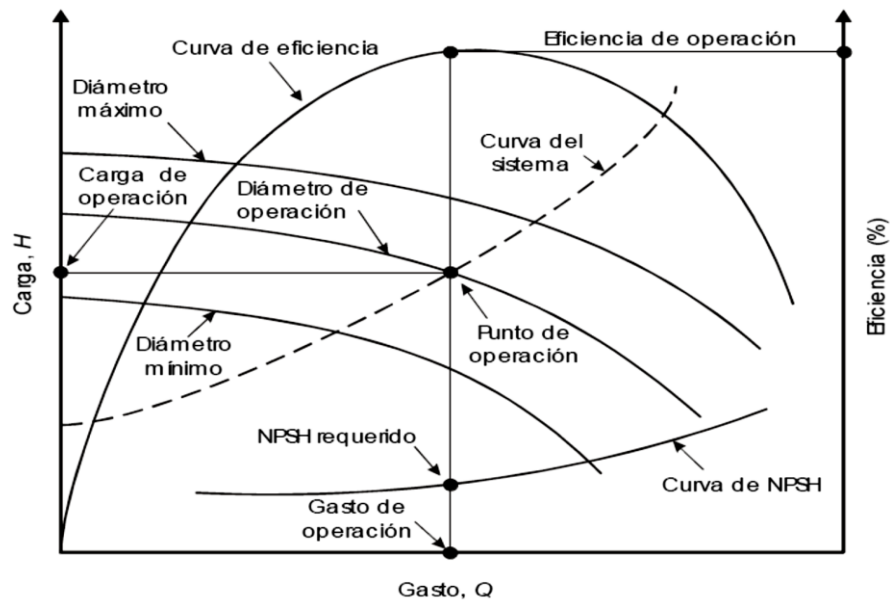


Figura 2.1. Límites de operación de la bomba. [12]

## 2.8 Variación de velocidad de una bomba

La principal ventaja del convertidor de frecuencia variable es la de disminuir los consumos de energía eléctrica en las bombas centrífugas que controla, dando como resultado considerables disminuciones en los costos de operación.

El motor con variador de velocidad forma parte de un lazo de control. En este caso, para mantener controlado el caudal de impulsión de una bomba, hay que manipular la velocidad de giro de la misma.

Cuando se instala un conjunto motor con variador de velocidad, existen dos objetivos muy importantes:

- a) Ahorro de energía.
- b) Estabilidad en el control.

Obviamente, desde el punto de vista de control, se obtiene un ahorro energético a lo largo del tiempo que puede llegar a ser importante en función del punto de operación del equipo con respecto a su valor de diseño [26].

Con respecto al tipo de control, se puede hacer uso de un ejemplo tomado de un fabricante de variadores de velocidad. Para ello imagine que conduce un coche por carretera y llega a una población, por lo cual es necesario reducir la velocidad. La mejor opción para ello consiste en levantar el pie del acelerador, de esta forma se ahorra combustible al mismo tiempo que se gana en estabilidad. Existe otra opción consistente en mantener el pie sobre el acelerador y al mismo tiempo pisar el freno. Esta última opción ocasionará un desgaste de los frenos, al mismo tiempo que se consume combustible en exceso, perdiendo además estabilidad.

En cualquier tipo de industria, existen procesos que necesitan llevar a cabo el movimiento de materia de un lugar a otro. Este movimiento se realiza por medio de equipos generalmente accionados por motores eléctricos de corriente alterna, especialmente los construidos con rotor tipo jaula de ardilla [26]. Lógicamente, si ha de moverse una cantidad de materia será necesario controlarla en un valor determinado. Para ello, habitualmente se hace uso de válvulas automáticas y en algunos casos de variadores de velocidad. No siempre se pueden utilizar variadores de velocidad, porque para ello es imprescindible que existan elementos accionados por motor.

Existen diversos tipos de variadores de velocidad, dependiendo de si tiene que modificar la velocidad de un:

- a) Motor de corriente alterna con voltaje ajustable.
- b) Motor de corriente alterna con frecuencia ajustable.
- c) Motor de corriente continua con potencia ajustable.

Entre ellos, los más utilizados son los que se basan en la variación de frecuencia. Como se sabe, la velocidad de giro de un motor de corriente alterna es función de la frecuencia. En un motor sincrónico simple:

$$velocidad\ de\ giro\ (rpm) = f \left( \frac{frecuencia}{pares\ de\ polos} \right) \cdot 60 \quad (2.16)$$

Por ejemplo, un motor con dos pares de polos, operando a una frecuencia de 50 Hz tendrá una velocidad de 1500 rpm.

La figura 2.2 muestra un diagrama de bloques de un variador en el que pueden apreciarse tres zonas perfectamente diferenciadas, como son:

- a) Rectificador, que convierte la corriente alterna trifásica en corriente continua.
- b) Estabilizador, que almacena energía para estabilizar la corriente continua.
- c) Ondulador o inversor, que convierte la corriente continua a corriente alterna con frecuencia variable para alimentar el motor.

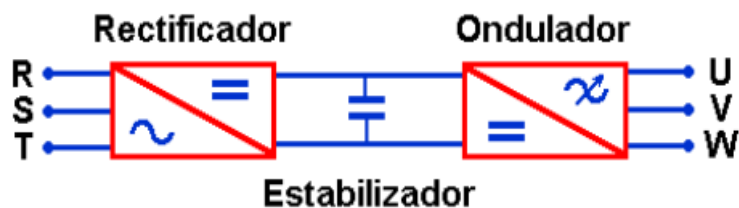


Figura 2.2. Diagrama de bloques de un variador. [12]

La figura 2.3 se muestra un variador de velocidad para sistemas de bombeo. La utilización de estos va creciendo paulatinamente en la industria, aunque no han podido desplazar por completo a las válvulas automáticas. La principal razón es que ha de ser instalado para mando

sobre un motor, lo cual hace que se presenten algunas restricciones a su uso. Por ejemplo, no todas las corrientes se encuentran en fase líquida y no todas las corrientes de impulsión de una bomba tienen un solo destino, por lo que no se pueden controlar ambas manipulando una sola variable. Por otro lado, no todas las corrientes de proceso disponen de bomba para hacer circular el producto, sino que en muchos casos la presión de origen es superior a la de destino, pasando directamente de un lugar a otro [26].



Figura 2.3. Variador de velocidad para sistemas de bombeo. [25]

Sobre la base de que el sistema actual trabaja con caudal variable y se aplica estrangulación o recirculación como control de flujo, se procede a realizar los siguientes pasos para evaluar esta medida de ahorro [24]:

- a) Determinar el tipo de regulación de caudal.
- b) Determinar las condiciones de operación promedio. Es importante evaluar el tiempo de operación a diferentes caudales, cargas y potencias con el fin de determinar para un período de operación típica, cuáles serían los ahorros totales a obtener y así evaluar la operación de la bomba con variación de velocidad.
- c) Aplicar las leyes de semejanza o afinidad. Inicialmente se aplican las leyes de semejanza o afinidad para determinar la nueva carga de operación. Para aplicarlas, se deben conocer tres de las cuatro variables.

Mediante estas variables y las relaciones de semejanza se determinan:

a) La nueva carga de operación ( $H_2$ ):

$$H_2 = H_1 / \left\{ \frac{Q_1}{Q_2} \right\}^2 \quad (2.17)$$

b) La velocidad de la bomba ( $N_2$ ):

$$N_2 = N_1 / \left\{ \frac{Q_1}{Q_2} \right\} \quad (2.18)$$

c) La potencia en la flecha ( $BHP_2$ ):

La potencia en la flecha actual  $BHP_1$  se determina con (2.15); posteriormente se aplica la ley de semejanza:

$$DHP_2 = DHP_1 / \left\{ \frac{Q_1}{Q_2} \right\}^3 \quad (2.19)$$

Mediante el convertidor de frecuencia, pueden cambiar las rpm del impulsor, entregando mayor o menor capacidad de caudal, dependiendo de las necesidades requeridas por el proceso. Lo mejor de esta aplicación es la reducción de las pérdidas por fricción y, en consecuencia, el ahorro de energía resultante, como se observa en la figura 2.4.

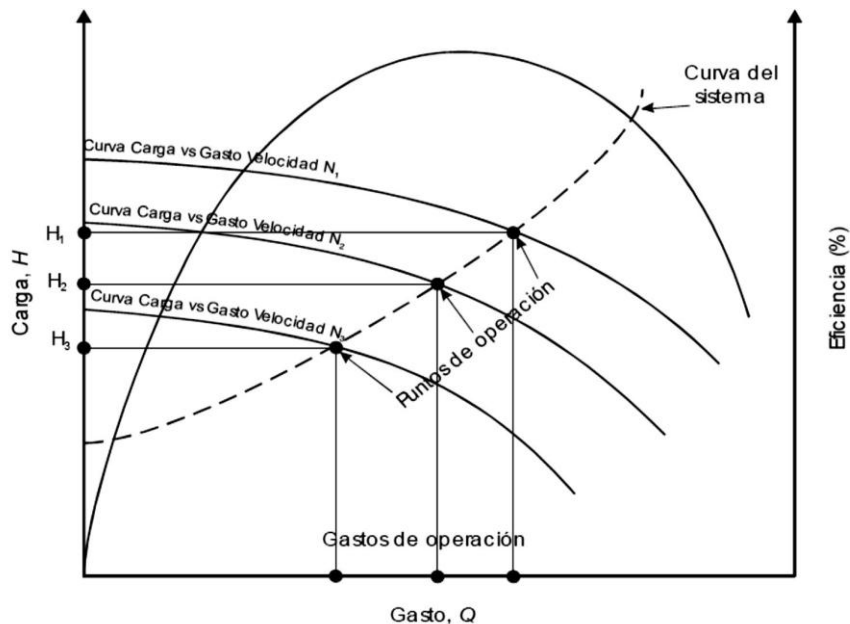


Figura 2.4. Cambio de caudal mediante variación de velocidad. [12]

## **2.9 Cambio de horario**

La estrategia de la administración de la energía consiste en desplazar la operación de algunos equipos del horario punta a los horarios base e intermedia. Por lo tanto, esta medida solo pueden aplicarla los usuarios de las tarifas horarias.

El procedimiento de evaluación, según [26] se basa en:

- a) Seleccionar la bomba con posibilidad de cambio de horario.
- b) Identificar el horario actual de operación de la bomba.
- c) Establecer el nuevo horario de operación de la bomba.
- d) Determinar los costos de operación por consumo de energía de la bomba, en el horario actual y en el nuevo horario.
- e) Calcular el ahorro económico por el cambio de horario.
- f) Determinar la rentabilidad de la medida.

## **2.10 Análisis y evaluación energética de los sistemas de bombeo**

Uno de los mayores puntos de pérdidas energéticas se presenta en la etapa de transformación de la energía eléctrica en energía mecánica, obtenida por medio del sistema de bombeo y transmitida al fluido en forma de potencia manométrica. Por ello, es importante diagnosticar varios aspectos que puede ser la causa de un excesivo consumo energético y, al mismo tiempo, presentar oportunidades para ahorrar energía de manera sustancial y con bajo costo [14].

Los principales aspectos a diagnosticar en estos sistemas son:

- a) La eficiencia electromecánica actual.
- b) Las condiciones de operación del sistema.
- c) Las características de las instalaciones y pérdidas energéticas en el sistema de conducción.

### **2.10.1 Pérdidas y cálculo de la eficiencia en la bomba**

Durante su operación, las bombas sufren pérdidas naturales como resultado de los mecanismos hidráulicos que suceden en el interior y exterior de sus componentes.

Existen diferentes tipos de pérdidas en la operación de bombeo que repercuten directamente en el consumo energético. Estas se clasifican en [27]:

1. Pérdidas internas, que contienen las:
  - a) Pérdidas de carga: resultan de la viscosidad y la turbulencia del fluido. Un ejemplo lo constituyen las pérdidas por choques en la entrada del difusor.
  - b) Pérdidas por fugas internas: tienen como causa el juego que necesariamente ha de existir entre partes móviles y partes fijas.
  - c) Pérdidas por rozamiento interno: en una bomba centrífuga el impulsor tiene superficies inactivas desde el punto de vista de su función de comunicar energía al fluido. Esto da lugar a frotamiento viscoso, lo cual produce este tipo de pérdidas.
2. Pérdidas externas, que incluye:
  - a) Fugas externas: se producen en los lugares donde el eje atraviesa a la carcasa de la máquina. Una parte del caudal que entra a la bomba se deriva antes de ingresar en el impulsor y se pierde.
  - b) Pérdidas por rozamiento externo.
  - c) Rozamiento mecánico en las empaquetaduras que existen en los ejes.
  - d) Rozamiento mecánico en los cojinetes de la bomba.
3. Rendimiento total de la bomba

Cuando un líquido fluye a través de una bomba, solo parte de la energía comunicada por el eje impulsor es transferida al fluido. Existe fricción en los cojinetes y juntas, y no todo el líquido que atraviesa la bomba recibe de forma efectiva la acción del impulsor, por lo que existe una pérdida de energía importante debido a la fricción del fluido. Esta pérdida tiene varias componentes [26]:

- a) Rendimiento del motor ( $\eta_{\text{motor}}$ ): cuantifica las pérdidas energéticas en el motor eléctrico, se obtiene de la relación entre la potencia eléctrica consumida y la potencia en el eje.

- b) Rendimiento volumétrico u orgánico ( $\eta_{\text{orgánico}}$ ): son pérdidas ocasionadas por el rozamiento del eje con los prensa-estopas, los cojinetes o el fluido en las holguras entre el rodete y la carcasa. Todo esto hace que la potencia que se necesita suministrar en el eje de la bomba sea mayor.
- c) Rendimiento volumétrico ( $\eta_{\text{volumétrico}}$ ): en teoría, una bomba suministra una cantidad de fluido igual al caudal que mueve. En realidad, el caudal desplazado siempre suele ser menor debido a fugas internas. A medida que aumenta la presión, las fugas también aumentan, y por lo tanto el rendimiento volumétrico disminuye.
- d) Rendimiento hidráulico o manométrico ( $\eta_{\text{hidráulico}}$ ): es la relación entre la energía entregada en el eje de la turbina y la hidráulica absorbida por el rodete. Suelen estar asociadas a pérdidas por rozamiento, y cambios de dirección.

Teniendo en consideración estos aspectos, el rendimiento del grupo motor-bomba se halla como:

$$\eta_T = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_o \cdot \eta_{\text{motor}} \quad (2.20)$$

Estos rendimientos mencionados anteriormente pueden reagruparse en dos: las pérdidas ocasionadas por mecanismos internos (rendimiento mecánico) y las pérdidas de energía relacionadas con el fluido.

En la figura 2.5 se presentan los flujos de pérdidas y diversos rendimientos de la bomba centrífuga en forma de diagrama de Sankey.

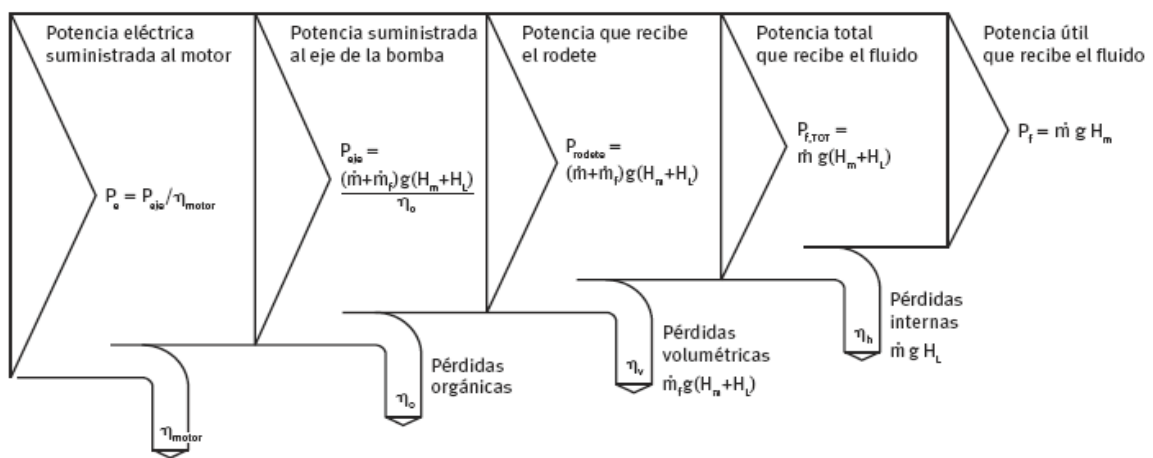


Figura 2.5. Diagrama de Sankey de pérdidas en sistemas de bombeo. [28]

En base a la dificultad de medir la potencia mecánica por separado y de ahí medir la eficiencia de la bomba, se recomienda evaluar la eficiencia electromecánica del conjunto bomba-motor.

Precisamente, el presente trabajo está orientado a desarrollar un procedimiento con este fin, de modo que pueda ser evaluado energéticamente el sistema teniendo en cuenta los diferentes estados de carga de la bomba que inciden de manera directa en el consumo de energía del motor que acciona la bomba. Para llevar a cabo este proceso es necesaria la información básica de los datos del sistema de distribución del fluido, la curva característica del sistema y la curva característica de la bomba [27].

Toda la carga de una bomba centrífuga se genera en el impulsor. El resto de las partes no contribuyen a la creación de presión, sin embargo, contribuyen a pérdidas que son inevitables: hidráulicas, mecánicas y fugas. Todas las pérdidas de carga entre los puntos de succión y descarga, constituyen las pérdidas hidráulicas.

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 y queda expresada como [28]:

$$e_v = \frac{Q}{Q_i} = \frac{Q}{(Q+Q_L)} \quad (2.21)$$

Siendo:

$Q_L$  = recirculación interna

$e_v$  = eficiencia volumétrica

Las pérdidas mecánicas incluyen la pérdida de energía en baleros o chumaceras, sellos o esteperos 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 eficiencia total de la bomba es:

$$E_m = (BHP - \text{Pérdidas mecánicas})/BHP \quad (2.22)$$

O bien:

$$e = e_h * e_v * e_m \quad (2.23)$$

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

- a) Fugas internas entre el impulsor y la carcasa, principalmente en el ojo del impulsor.
- b) Fugas internas en pasos adyacentes de bombas multi-etapas.
- c) Fugas por los esteperos.
- d) Fugas a través de dispositivos internos para balancear el empuje axial.
- e) Fugas a través de bujes de alivio, cuando se usan para reducir la presión en esteperos.
- f) Fugas a través de álabes del impulsor en impulsores abiertos.
- g) Fugas a través de chumaceras y estopemos, para efectos de enfriamiento.

### **2.11 Conclusiones parciales**

La eficiencia de la bomba es un tema de suma importancia, ya que da una idea acerca del impacto económico de la misma en la instalación. Por ello resulta necesaria la adecuada programación de mantenimiento al equipamiento para el cuidado y conservación de cada una de las partes que lo conforman, en busca de que estas cumplan eficazmente con su función.

Varios son los factores que intervienen para lograr una óptima eficiencia, entre los que se hallan las pérdidas, características del líquido, selección de la bomba, instalación del equipo, la línea de conducción, válvulas y la potencia del motor.

# CAPÍTULO 3. DESARROLLO Y APLICACIÓN DE UN PROCEDIMIENTO PARA LA EVALUACIÓN DEL AHORRO DE ENERGÍA EN SISTEMAS HIDRÁULICOS DE BOMBEO ACCIONADOS POR BOMBAS CENTRÍFUGAS EMPLEANDO AEFV

## 3.1 Introducción

Hoy en día, debido al marcado interés internacional por un uso cada vez más eficiente de la energía eléctrica, el empleo de accionamientos eléctricos de frecuencia variable se ha convertido en la mejor opción para su empleo en los sistemas de bombeo, lo que se traduce en un importante ahorro energético en comparación con medios mecánicos para ajustar el flujo en dichos sistemas [25],[30],[31].

Existe un gran número de bombas que se utilizan en aplicaciones industriales, pero las más difundidas son las bombas centrífugas. El alto costo de estos sistemas hace que sea necesario realizar una evaluación técnico-económica de los mismos, con la mayor precisión posible. El procedimiento desarrollado previamente permite relacionar las variables de comportamiento del sistema hidráulico con las variables del comportamiento del motor que acciona la bomba, de modo que de manera dinámica se logren interrelacionar dichas variables, a partir del reajuste de las características de la bomba mediante el empleo de las leyes de afinidad en sistemas que pueden en un inicio presentar una alta carga estática [31].

## 3.2. Desarrollo del procedimiento

### 3.2.1 Curvas de enlace

El sistema se caracteriza por un modelo bajo la condición de régimen permanente y turbulento de la forma [30],[28]:

$$H_{sist} = H_{est} + K_t \cdot Q^2 \quad (3.1)$$

Donde:

$H_{sist}$ : Carga del sistema (m)

$H_{est}$ : Carga estática del sistema (m)

$K_t$ : Coeficiente de resistividad de la tubería ( $s^2/m^5$ )

Se definen como curvas de enlace aquellas que, sin carga estática, contienen los puntos de operación del sistema de bombeo en condición inicial y final. Por tanto, de (3.1) para condiciones de régimen turbulento, para el valor de flujo requerido ( $Q_{req}$ ), se obtiene la carga requerida ( $H_{req}$ ) en dicho punto y se cumple que:

$$H_{req} = H_{est} + K_t \cdot Q_{req}^2 \quad (3.2)$$

$$H_{req} = K_t \cdot Q_{req}^2 \quad (3.3)$$

Siendo  $K_t$  la constante ficticia de la tubería representada por la curva de enlace. Igualando ambas expresiones y despejando el valor de  $K'_t$  para la curva de enlace:

$$K'_t \cdot Q_{req}^2 = H_{est} + K_t \cdot Q_{req}^2 \quad (3.4)$$

$$K'_t = \frac{H_{est}}{Q_{req}^2} + K_t \quad (3.5)$$

En la curva de enlace de la figura 3.1, partiendo del origen de coordenadas, estará contenido el punto que se corresponde con el valor deseado de flujo y carga ( $Q_{req}$ ,  $H_{req}$ ) y la misma se intercepta con la ecuación característica de la bomba en el punto ( $Q_1$ ,  $H_1$ ) donde se cumple:

$$\left( \frac{H_{est}}{Q_{req}^2} + k_t \right) Q_1^2 = a + bQ_1 - cQ_1^2 \quad (3.6)$$

Esta expresión permite la determinación de los cambios de carga y velocidad que ocurren en la bomba centrífuga cuando el sistema es estrangulado mediante válvulas para obtener el flujo requerido por el proceso, cuestión que ha sido considerada en trabajos precedentes [24],[28].

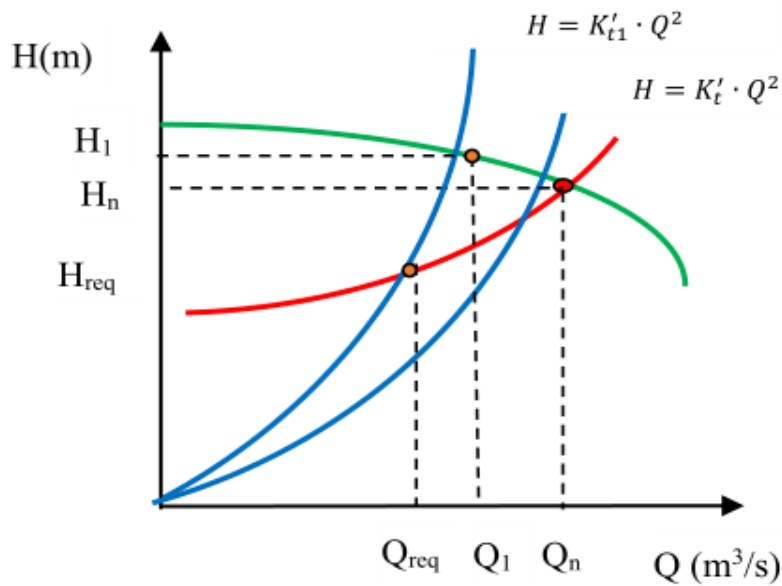


Figura 3.1. Curvas de enlace.

### 3.2.2 Relaciones de dependencia de las variables del sistema hidráulico con las variables de comportamiento del motor eléctrico

El nexo fundamental se establece a partir de las relaciones entre las variables del plano  $Q$  ( $m^3/s$ ) contra  $H$  (m), que representa el comportamiento del sistema hidráulico, con las del plano  $\omega$  (rad/s) contra  $M$  (N-m), que representa el comportamiento del motor eléctrico asincrónico.

Cuando el sistema de tubería se estrangula para obtener el flujo requerido por el proceso, esto se logra a partir de la variación de la característica hidráulica del mismo, lo que se manifiesta por los cambios que sufre la característica de fricción de la tubería [15].

La carga hidráulica total tiene la componente estática y la dinámica. Por el principio de Bernoulli para fluidos incompresibles, la carga de la bomba puede expresarse como:

$$H_b = \frac{\Delta p}{\gamma} + H_{est} + \sum k_t Q^2 + \frac{v^2}{2.g} \quad (3.7)$$

Donde:

$\nabla p$ : diferencia de presiones en los recipientes de succión y descarga (Pa)

$\gamma$ : peso específico del líquido ( $N/m^3$ )

$g$ : aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ )

$v$ : velocidad media (m/s)

A partir de la definición de la curva de enlace, el método concibe el trabajo con un sistema sin carga estática, pero el  $K'_t$  correspondiente a la misma es considerado según (3.5) en el cálculo de la constante ficticia de la tubería. Esto tiene la ventaja de que, en condiciones de eficiencia constante, es posible aplicar las relaciones de afinidad para el cálculo de las variables que caracterizan el comportamiento de la bomba en los diferentes estados [12],[32].

La componente de velocidad depende de los parámetros de diseño de la bomba: diámetro, ancho, disposición de los álabes, etc.; a su vez es función también del flujo volumétrico entregado por la misma. La carga correspondiente a la velocidad es la energía cinética en un líquido en cualquier punto expresada en metros del líquido en cuestión. Si el líquido se está moviendo a cierta velocidad, la carga correspondiente a la misma es equivalente a la distancia a la cual la masa del líquido tendría que caer para adquirir esa velocidad. En virtud de esto, debe cumplirse que la energía potencial representada por la carga del sistema es igual a la energía cinética que le imprime la bomba al líquido [15].

Lo anterior es expresado en función de la velocidad periférica del fluido a la salida del impelente, la cual se corresponde con la velocidad a la que es entregado el mismo al sistema. En estas condiciones, la carga desarrollada por la bomba se determina como:

$$H_b = \emptyset \frac{u^2}{g} \quad (3.8)$$

Donde:

$\emptyset$ : Factor de velocidad periférica (en bombas centrífugas con diseño radial oscila entre 0.9 y 1)

$u$ : velocidad periférica (m/s)

En el punto de operación se cumple que la carga desarrollada por la bomba es igual a la carga del sistema de tuberías. Para los estados de operación representados en la figura 3.1, igualando a (3.3) y (3.8) evaluadas para condiciones nominales y para el valor del flujo requerido, se cumple entonces que:

$$\emptyset \frac{u^2}{g} = k'_t Q_N^2 \quad (3.9)$$

En condiciones del flujo requerido por el sistema para una variación de la velocidad se obtiene:

$$\phi \frac{u_2^2}{g} = k'_{t1} Q_{req}^2 \quad (3.10)$$

Dividiendo (3.10) entre (3.9), se adquiere:

$$\frac{u_1^2}{u_2^2} = \frac{k'_t Q_N^2}{k'_{t1} Q_{req}^2} \quad (3.11)$$

Por otra parte, la potencia demandada por la bomba se expresa como:

$$P = \frac{yQH_b}{100 \cdot \eta_b \eta_t} \quad (3.12)$$

Donde:

$P$ : potencia demandada (kW)

$\eta_b, \eta_t$ : eficiencias de la bomba y la transmisión respectivamente

Para los estados analizados, haciendo  $H_b = H_{sist}$  y sustituyendo en (3.12):

$$P_N = \frac{yQn k'_t Q_N^2}{100 \cdot \eta_b \eta_t} \quad (3.13)$$

$$P_{req} = \frac{yQ_{req} k'_t Q_{req}^2}{100 \cdot \eta_b \eta_t} \quad (3.14)$$

Donde:

$P_N$ : potencia nominal (kW)

$P_{req}$ : potencia requerida (kW)

Conociendo que el momento se expresa como la relación de la potencia entre la velocidad:

$$M_N = \frac{y Q_n k'_t Q_N^2}{\eta_b \eta_t \omega_N} \quad (3.15)$$

$$M_{req} = \frac{y Q_{req} k'_t Q_{req}^2}{\eta_b \eta_t \omega_{req}} \quad (3.16)$$

Donde:

$M_N, M_{req}$ : momentos nominal y requerido (N-m) respectivamente

$\omega_N, \omega_{req}$ : velocidades nominal y requerida (rad/s) respectivamente

En el plano de  $M$  (N-m) contra  $w$  (rad/s) de la figura. 3.2, el momento requerido por la bomba centrífuga puede ser representado por un modelo de la forma  $M = K''w^2$ .

A partir de (3.15) y (3.16) y el modelo propuesto, se establece en el método la relación funcional entre las variables del plano  $H$  (m) contra  $Q$  (m<sup>3</sup>/s) con las del plano  $M$  (N-m) contra  $w$  (rad/s). Para las condiciones analizadas se tiene entonces que:

$$k'' w_N^2 = \frac{y k'_t Q_N^3}{\eta_b \eta_t w_N} \quad (3.17)$$

$$k'' w_N^2 = \frac{y k'_{t1} Q_{req}^3}{\eta_b \eta_t w_{req}} \quad (3.18)$$

Se considera que se trabaja sobre curvas isoeicientes y que el acople entre la bomba y el motor es directo, entonces dividiendo (3.17) entre (3.18):

$$\frac{k'' w_N^3}{k'_1 w_{req}^3} = \frac{k'_t Q_N^3}{k'_{t1} Q_{req}^3} \quad (3.19)$$

$$\frac{k''}{k'_1} = \frac{k'_t Q_N^3 w_{req}^3}{k'_{t1} Q_{req}^3 w_{req}^3} \quad (3.20)$$

De (3.11), conociendo que la velocidad periférica se expresa como  $u = wr$  y teniendo en cuenta que el radio permanece constante, para los estados analizadas puede plantearse:

$$\frac{w_N^2}{k_{req}^2} = \frac{k'_t Q_N^2}{k'_{t1} Q_{req}^2} \quad (3.21)$$

$$\frac{k'_t}{k''_{t1}} = \frac{w_{req}^2 Q_{req}^2}{w_N^2 Q_N^2} \quad (3.22)$$

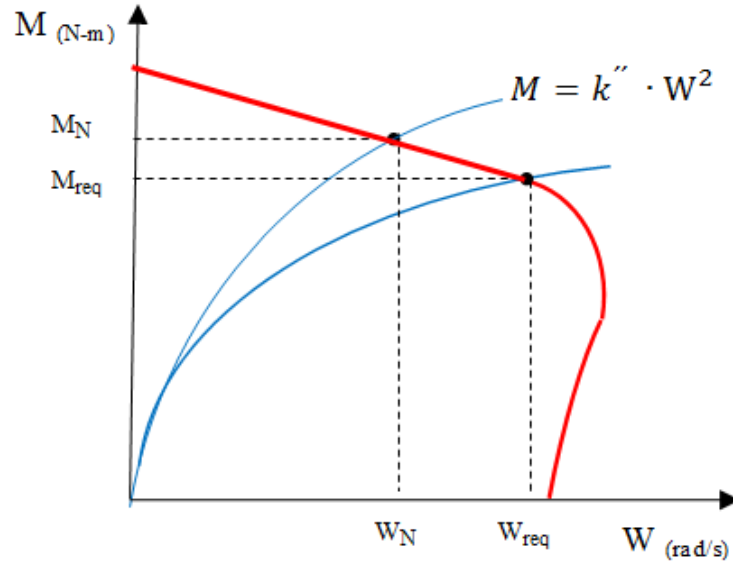


Figura 3.2. Característica  $M$  (N-m) vs  $w$  (rad/s).

Haciendo  $\sigma = w_N^2 Q_{req}^2$  y  $\sigma_1 = w_{req}^2 Q_N^2$ , sustituyendo en (3.20) y (3.22) y realizando sencillas manipulaciones algebraicas se obtiene:

$$\frac{k''}{k_1} = \frac{k'_t \sigma_1}{k'_{t1}} \sqrt{\frac{\sigma_1}{\sigma}} \quad (3.23)$$

$$\frac{k'_t}{k'_{t1}} = \frac{\sigma}{\sigma_1} \quad (3.24)$$

Sustituyendo (3.24) en (3.23) se obtiene la relación funcional entre las constantes del plano  $H$  (m) contra  $Q$  ( $m^3/s$ ) con las del plano  $M$  (N-m) contra  $w$  (rad/s):

$$\frac{k''}{k_1} = \sqrt{\frac{k'_{t1}}{k'_t}} \quad (3.25)$$

Esta relación permite enlazar las variables del sistema hidráulico con las variables de comportamiento del motor eléctrico, como se describe a continuación.

### 3.2.3 Análisis de demanda de potencia

La potencia del motor convertida en forma mecánica se expresa como:

$$P_{mec} = \frac{3I_2'^2 R_2' \left(\frac{l-s}{s}\right)}{1000} \quad (3.26)$$

Donde:

$P_{mec}$ : pérdidas mecánicas de fricción y batimiento (kW)

$R_2'$ : resistencia del rotor referida al estator ( $\Omega$ )

$I_2'$ : corriente del rotor referida al estator (A)

Esta potencia por otra parte es igual a:

$$P_{mec} = P + P_{mec} + P_{ad} \quad (3.27)$$

Donde:

$P_{ad}$ : pérdidas adicionales (kW)

Igualando (3.26) y (3.27):

$$3 I_2'^2 R_2' \left(\frac{l-s}{s}\right) = P + P_{mec} + P_{ad} \quad (3.28)$$

De aquí puede obtenerse el valor de la corriente del rotor referida al estator como:

$$I_2'^2 = \left(\frac{(P + P_{mec} + P_{ad})s}{3 R_2' (l-s)}\right) \quad (3.29)$$

Con la velocidad del rotor en función de la velocidad sincrónica y teniendo presente que el momento requerido varia con el cuadrado de la velocidad se tiene:

$$P = k'' \cdot \omega^3 = k'' \cdot \omega_s^3 \cdot (l-s)^3 \quad (3.30)$$

Sustituyendo (3.30) en (3.29):

$$I_2'^2 = \left(\frac{(k'' \omega_s^3 (l-s)^3 + P_{mec} + P_{ad})s}{3 R_2' (l-s)}\right) \quad (3.31)$$

En condiciones nominales de operación  $s = s_N$  por tanto:

$$I_{2N}'^2 = \left(\frac{(k'' \omega_s^3 (l-s_N)^3 + P_{mec} + P_{ad})s_N}{3 R_2' (l-s_N)}\right) \quad (3.32)$$

En condiciones de operación diferentes a la nominal para un estado cualquiera  $s = s_x$ :

$$I_{2X}'^2 = \left(\frac{(k_1'' \omega_{sx}^3 (l-s_x)^3 + P_{mec} + P_{ad})s_x}{3 R_2' (l-s_x)}\right) \quad (3.33)$$

Relacionando ambos estados:

$$\frac{I_{2x}^2}{I_{2N}^2} = \left( \frac{(k_1 \omega_{sx}^3 (l - s_x)^3 + P_{mec} + P_{ad}) (l - s_N) S_x}{(k \omega_s^3 (l - s_N)^3 S_N + P_{mec} + P_{ad}) (l - s_x) S_N} \right) \quad (3.34)$$

La componente de pérdidas mecánicas en términos de potencia y en función de la velocidad pueda ser expresada aproximadamente como:

$$P_{mec} = B_{eq} \omega^2 = B_{eq} \omega^2 s (l - s)^2 \quad (3.35)$$

Donde:

$B_{eq}$ : constante para el sistema

Sustituyendo en (3.34) para las dos condiciones de operación:

$$\frac{I_{2x}^2}{I_{2N}^2} = \left( \frac{(k_1 \omega_{sx}^3 (l - s_x)^3 (l - s_N) S_x + B_{eq} \omega_{sx}^2 (l - s_x)^2 (l - s_N) S_x + P_{ad} \cdot (l - s_N) S_x)}{(k \omega_s^3 (l - s_N)^3 (l - s_x) S_N + B_{eq} \omega_s^2 (l - s_N)^2 (l - s_x) S_N + P_{ad} \cdot (l - s_x) S_N)} \right)$$

De aquí, teniendo presente la relación obtenida en (3.25), se determina el valor de corriente del rotor referida al estator a partir de su valor nominal, para cualquier estado de operación del sistema analizado, considerando los cambios que se experimentan en las variables del sistema hidráulico. Esto también permite determinar la velocidad de giro para una carga dada teniendo presente que la condición de parada es el voltaje de alimentación del motor para el caso del estrangulamiento [24].

Estas relaciones obtenidas son básicas para realizar el análisis energético del motor en la metodología desarrollada en este trabajo, cuestión que no ha sido tratada en trabajos precedentes.

### 3.3 Cálculo de la velocidad sincrónica en régimen de velocidad variable

Cuando se emplea el control de velocidad para regular el flujo en el sistema, para la nueva condición es necesario determinar la velocidad sincrónica del motor, con el objetivo de determinar el valor de la frecuencia.

El momento electromagnético, en la zona estable de trabajo del motor, puede considerarse directamente proporcional al deslizamiento:

$$M = k_m \cdot s \quad (3.37)$$

Donde:

$K_m$ : constante electromagnética del motor

En el punto de operación, el momento desarrollado por el motor es igual al que demanda la bomba y, por tanto, conociendo la velocidad a la cual debe girar la bomba para obtener el flujo requerido por el proceso, se tiene que:

$$M_{rb} = k_m \cdot \left( \frac{w_s - w}{w_s} \right) \quad (3.38)$$

Donde:

$w_s$ : velocidad sincrónica (rad/s)

$w$ : velocidad del rotor (rad/s)

Despejando la velocidad sincrónica se tiene que:

$$w_s = \left( \frac{w_s - w}{k_m - M_{rb}} \right) \quad (3.39)$$

Conocido el valor de esta velocidad, a partir de su definición se determina la frecuencia de trabajo del motor para la nueva condición. Como se nota más adelante, el método desarrollado permite también determinar la relación voltaje-frecuencia de operación en el convertidor.

### **3.3.1 Determinación del consumo de energía eléctrica con estrangulación del sistema de tuberías**

Para la determinación del consumo de energía en condiciones de sistema estrangulado se siguen los siguientes pasos:

- a) Obtener las expresiones de las curvas características de la bomba y del sistema de tuberías.
- b) Calcular los parámetros del circuito equivalente del motor que acciona la bomba con la magnitud de las corrientes en condiciones nominales de operación.
- c) En el punto de operación inicial ( $Q_n, H_N$ ) determinar el valor de la constante de la curva de enlace del sistema  $kt'$  (figura 3.3) aplicando (3.5) y calcular la potencia demandada por la bomba que el motor debe suministrar en el eje para estas condiciones en (3.12).

- d) En el punto de operación en condiciones de estrangulamiento ( $Q_{req}, H_{req}$ ), determinar el valor de la constante de la curva de enlace del sistema  $k_{rl}$  (figura 3.3) aplicando (3.5). Para estas condiciones determinar el valor de la potencia demandada por la bomba aplicando (3.12).
- e) Para determinar la velocidad de la bomba ( $n_I$ ) cuando el sistema se estrangula, mediante un proceso iterativo incrementando la magnitud del coeficiente de fricción del sistema de tuberías a partir del valor de  $k_{rl}$ , determinar el valor de  $Q_I$  aplicando (3.6) como se muestra en la figura 3.3.
- f) Determinar el cambio de velocidad que experimenta el motor cuando el sistema es estrangulado aplicando la ley de afinidad sobre la curva de enlace que contiene los puntos  $Q_I$  y  $Q_{req}$ .
- g) Para el nuevo estado de velocidad, determinar la carga requerida por la bomba para el valor de flujo requerido evaluado en la ecuación del sistema o aplicando la ley de afinidad igual que en el caso anterior. Calcular la potencia demandada para esta condición.
- h) Determinar el deslizamiento para la nueva velocidad.
- i) Aplicando (3.36), determinar la corriente del rotor referida al estator para el estado de operación analizado.
- j) A partir de las expresiones del circuito equivalente, determinar el voltaje de fase del motor, teniendo en cuenta que ahora el valor de la resistencia ( $R_2/s$ ) no es el mismo, pues la velocidad ha cambiado.
- k) Si el voltaje de fase calculado es menor que su valor nominal, repetir el proceso a partir del punto (e), hasta que se cumpla dicha condición.
- l) Los valores de corriente y velocidad obtenidos en el punto que cumple la condición anterior caracterizan el estado de operación del motor.
- m) Realizar el análisis energético del motor determinando sus magnitudes de operación y considerando la variación que experimentan las pérdidas al cambiar la velocidad.

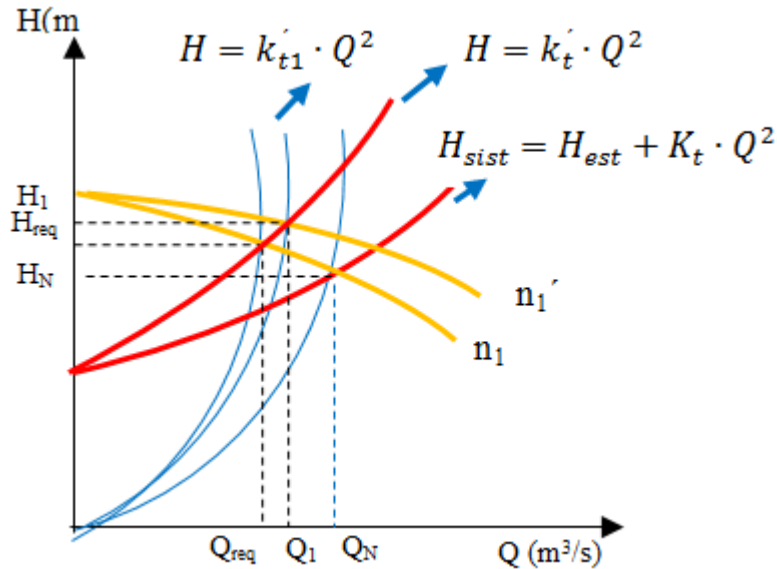


Figura 3.3. Sistema estrangulado.

### 3.3.2 Determinación del consumo de energía eléctrica con variación de la velocidad

Para la determinación del consumo de energía en régimen de velocidad variable, se siguen los siguientes pasos:

- En el punto de operación inicial ( $Q_n, H_n$ ) determinar el valor de la constante de la curva de enlace del sistema  $k'_t$  (figura 3.4) aplicando (3.5) y calcular la potencia demandada por la bomba que el motor debe suministrar en el eje para estas condiciones, aplicando (3.12).
- En el punto de operación en condiciones de velocidad variable ( $Q_{req}, H_{req}$ ), determinar el valor de la constante de la curva de enlace del sistema  $k'_{tv}$  (figura. 3.4) aplicando (3.5).
- Determinar el valor de  $Q_1$  aplicando (3.6).
- A partir del valor de velocidad nominal ( $n_1$ ), por las relaciones de flujo capacidad entre el punto ( $Q_1, H_1$ ) y ( $Q_{req}, H_{req}$ ) a través de la curva de enlace, determinar el valor de velocidad ( $n_1'$ ) para la nueva condición de operación.
- Determinar la potencia con (3.12) y el momento requerido por la bomba en condiciones de la nueva velocidad.

- f) Aplicando (3.39), determinar la corriente del rotor referida al estator para el estado de operación analizado, teniendo en cuenta la variación que sufren los valores de las reactancias en el circuito equivalente al variar la frecuencia.
- g) Realizar el análisis energético del motor determinando sus magnitudes de operación y considerando la variación que experimentan las pérdidas al cambiar la velocidad.
- h) Realizar el análisis energético del motor determinando sus magnitudes de operación y considerando la variación que experimentan las pérdidas al cambiar la velocidad.

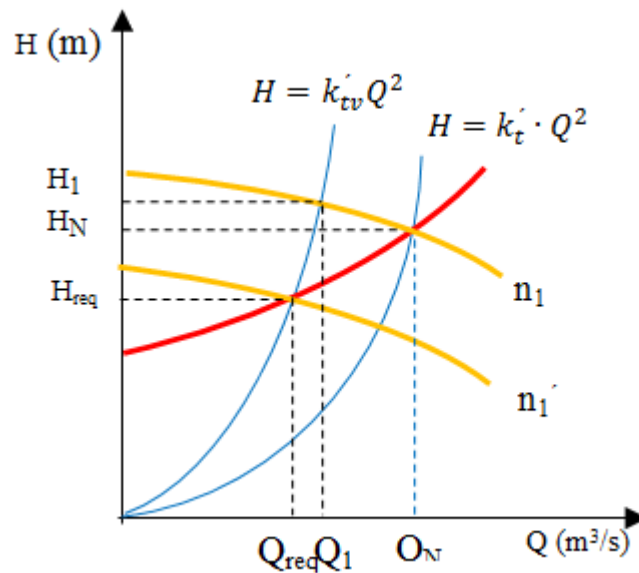


Figura 3.4. Sistema con variación de velocidad.

Con los parámetros del circuito equivalente del motor corregidos para el nuevo valor de la frecuencia, se determina el voltaje de fase y se calcula la ley de mando del convertidor.

### 3.4 Estudio de factibilidad económica de la instalación de un variador de velocidad en el control de caudal de una bomba centrífuga

Como criterio de decisión para evaluar económicamente el proyecto de factibilidad de empleo del variador de velocidad se selecciona el valor actual neto (VAN). En este caso, el ingreso fundamental del proyecto está dado en el considerable ahorro de energía que ofrece el empleo de este tipo de control de flujo, pero hay que tener en cuenta que su costo de inversión es elevado, por lo que la decisión a tomar debe estar avalada por un detallado estudio de factibilidad económica. Un análisis económico exhaustivo implicaría tener en cuenta que por

el empleo de esta técnica de control hay un ahorro de capital por el costo de las válvulas de regulación, ya sea manual o automática.

### 3.5 Aplicación del procedimiento para el cálculo de los ahorros de energía por el uso de accionamientos de alta eficiencia

Para validar el método desarrollado que permite realizar estudios de factibilidad de empleo de variadores de velocidad en el control de flujo en sistemas de bombeo, en lugar de emplear el estrangulamiento como técnica de control, se aplicó a una de las bombas del sistema de alimentación de guarapo en el CAI “George Washington”. El método ha de ser aplicado en condiciones de operación con el sistema estrangulado y bajo el régimen de velocidad variable, siguiendo los procedimientos descritos anteriormente.

Los datos nominales de dicha bomba son:

Flujo Nominal ( $Q_n$ ) - 0.058 m<sup>3</sup>/s.

Carga Nominal ( $H_n$ ) - 52 m

Eficiencia Nominal ( $\eta_b$ ) - 88%

Velocidad Nominal ( $N$ ) - 1775 rpm

Datos del motor eléctrico:

Potencia Nominal ( $P_N$ ) - 60 HP

Voltaje Nominal ( $V_N$ ) - 460 V

Corriente Nominal ( $I_N$ ) - 72 A

Eficiencia Nominal ( $\eta_N$ ) - 91.6%

Velocidad Nominal - 1775 rpm

Factor de Potencia Nominal ( $\cos\theta_N$ ) - 89%

Mmax/Mnom - 2.26

Los datos de flujo y carga para la obtención de la ecuación característica de la bomba aparecen en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Datos de la bomba.

<b>Q<sub>b</sub>[m<sup>3</sup>/s]</b>	<b>0</b>	<b>0.0167</b>	<b>0.025</b>	<b>0.033</b>	<b>0.041</b>	<b>0.05</b>	<b>0.058</b>	<b>0.066</b>
<b>H<sub>b</sub> [m]</b>	<b>75</b>	<b>70</b>	<b>69</b>	<b>67</b>	<b>65</b>	<b>60</b>	<b>52</b>	<b>48</b>
<b>η<sub>b</sub> (%)</b>	<b>0</b>	<b>52</b>	<b>65</b>	<b>70</b>	<b>80</b>	<b>86</b>	<b>88</b>	<b>85</b>

Utilizando la función *polyfit* del MATLAB para el ajuste de curvas, basada en el método de los mínimos cuadrados, se obtienen los siguientes polinomios de la ecuación característica y la eficiencia de la bomba:

$$H_b = 5392.2Q^2 - 24.5Q + 73.5$$

$$\eta_b = 27475Q^2 + 3026$$

### 3.6 Cálculo del sistema de tuberías

El cálculo del sistema de tuberías consiste en hallar el valor la función  $H$  que caracteriza al mismo, para lo cual es necesario determinar el valor de la constante  $k_l$  en (3.1) que depende del estado en que se opera el sistema hidráulico. El valor del flujo estará en función de los requerimientos del proceso tecnológico y este puede ser obtenido estrangulando el sistema, lo cual implica un cambio de las variables que caracterizan el mismo, o variando la velocidad del motor manteniendo el sistema a válvula abierta. Para el sistema analizado, partiendo de la información de los especialistas como resultado del cálculo del sistema de tuberías, se tiene:

$$H_{sist} = H_{est} + 12343 Q^2 \quad (3.40)$$

### 3.7 Cálculo de la potencia demandada por la bomba en condiciones nominales de operación

Sustituyendo en (3.12):

$$P = \frac{y, Q_N \cdot H_N}{1000 \cdot \eta_t \cdot \eta_b} = \frac{1164.0 \cdot 0.058 \cdot 52}{1000 \cdot 0.88} = 39.8 kW$$

### 3.8 Cálculo de los parámetros del circuito equivalente del motor que acciona la bomba

El circuito equivalente del motor que acciona la bomba con sus parámetros calculados se representa en la figura 3.5.

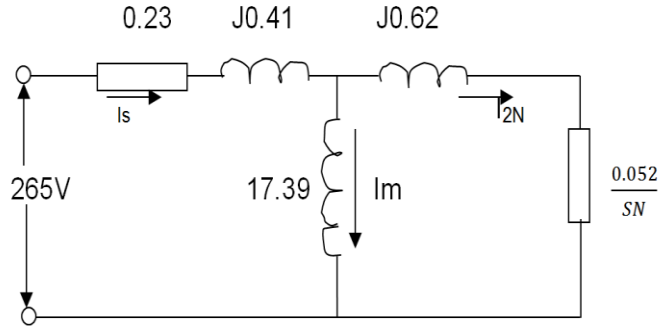


Figura 3.5. Circuito equivalente del motor en condiciones nominales de operación.

### 3.9 Operaciones en condiciones de estrangulamiento

- a) Cálculo de la velocidad de la bomba para entregar el flujo requerido por el proceso cuando el sistema se estrangula.

Para calcular el flujo requerido por el proceso se realiza un balance de masa a partir del plan de molienda, de los por cientos de fibra en la caña, el bagazo y la cantidad de agua suministrada. En esta aplicación el flujo de jugo mezclado requerido para una capacidad de molienda del 90% es de  $0.048 \text{ m}^3/\text{s}$ , con un factor de seguridad del 15%. Con este valor de flujo requerido, se determinan la carga requerida y la eficiencia de la bomba para esta condición:

$$H_b = \text{polyval}(H_b, 0.048) = 59.9m$$

$$\eta_b = \text{polyval}(\eta_b, 0.048) = 68\%$$

El valor de la eficiencia obtenido para el flujo requerido por el proceso es mayor que el 90% de la eficiencia nominal de la bomba, por lo que el empleo de la estrangulación para el control del flujo volumétrico puede estar justificado.

Para el punto de operación en condiciones nominales, el valor de la constante de la curva de enlace se determina aplicando (3.5) para un flujo igual al nominal:

$$k_t' = \frac{H_{est}}{Q_n^2} + k_t = \frac{10}{(0.058)^2} + 12343 = 15282 \text{ s}^2 / m^5$$

En el punto de operación en condiciones de estrangulamiento ( $Q_{req} = 0.048$ ) y ( $H_{req} = 59.9$ ), se determina el valor de la constante de la curva de enlace del sistema  $k_{tl}'$  (figura 3.1):

$$K'_{tl} = \frac{H_{req}}{Q_{req}^2} = \frac{59.926}{(0.048)^2} = 26010 \text{ s}^2 / \text{m}^5$$

Para determinar la velocidad de la bomba cuando el sistema se estrangula, mediante un proceso iterativo incrementando la magnitud de la constante del sistema a partir del valor de  $k_{tl}'$ , se determina el valor de  $Q_1$  mediante 3.6 y la figura 3.1:

Para el valor de  $k_{tl}' = 26183 \text{ s}^2/\text{m}^5$ :

$$Q_1 = \frac{24.51 + \sqrt{600.2 + 4(26183 + 5392)73.52}}{2(26183 + 5392)} = 0.04787 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Aplicando la ley de afinidad sobre la curva de enlace que contiene los puntos  $Q_1$  y  $Q_{req}$ , se determina la variación que experimenta la velocidad del eje cuando el sistema se estrangula:

$$n'_1 = \frac{0.048}{0.04787} \cdot 1775 = 1779_{rpm}$$

b) Cálculo del deslizamiento para la nueva condición de estrangulamiento.

Para el nuevo valor de la velocidad se determina el deslizamiento a partir de su definición, teniendo en cuenta que la velocidad sincrónica sigue siendo la misma:

$$S_x = \frac{1800 - 1779}{1800} = 0.0112$$

c) Cálculo de la carga requerida en el nuevo estado de velocidad.

Para el nuevo estado de velocidad, la carga requerida por la bomba para el valor de flujo requerido se obtiene evaluando en la ecuación del sistema para el valor de  $k_{tl}' = 26183 \text{ s}^2/\text{m}^5$ , o aplicando la ley de afinidad igual que se hizo para la velocidad:

$$H_{req} = (26183) \cdot (0.048)^2 = 60.3 \text{ m}$$

d) Determinar la corriente del rotor referida al estator para el estado de operación analizado.

Este cálculo se realiza partiendo de la relación obtenida entre las variables del sistema hidráulico con las de comportamiento del motor, según (3.25):

$$k_l'' = \frac{\sqrt{k_t'}}{\sqrt{k_{tl}'}} = \sqrt{\frac{15282}{26183}} = 0.764$$

Sustituyendo en (3.36) por los valores anteriores y despejando la corriente del rotor referida al estator para las nuevas condiciones:

$$I'_{2x} = 0.74I'_{2N} = 0.74 \cdot (64.43) = 48A$$

A partir del circuito equivalente aproximado del motor, teniendo en cuenta que ahora el valor de  $R_2'/s$  no es el mismo, pues la velocidad ha cambiado, se determina el voltaje de fase del motor, obteniéndose para este estado analizado:

$$V_f = I'_{2x}(R_2 + R_2'/s_x) + j(xlr + xls) = 48(0.23 + 0.052/0.0112) + j(0.41 + 0.62) = 249.2V$$

Como que este valor obtenido difiere del valor del voltaje de alimentación nominal del motor, en una nueva iteración se incrementa el valor del coeficiente de resistividad del sistema  $k_{tl}'$  y este proceso se repite hasta que se cumpla dicha condición, mostrándose el resultado de otras iteraciones en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Resultados de iteraciones realizadas hasta lograr la condición de parada.

$K_{tl}'$	$N_{l}'$	$s_x$	$H_{req}$	Voltaje de fase (V)
<b>26217</b>	<b>1780</b>	<b>0.0107</b>	<b>60.4</b>	<b>257</b>
<b>26237</b>	<b>1781</b>	<b>0.0104</b>	<b>60.45</b>	<b>261</b>
<b>26261</b>	<b>1782</b>	<b>0.01</b>	<b>60.5</b>	<b>265</b>

e) Análisis energético del motor cuando el sistema se estrangula.

La potencia convertida en forma mecánica se determina aplicando (3.26), teniendo en cuenta la variación que experimenta la velocidad cuando el sistema es estrangulado:

$$P_{mec} = \frac{3I_{2x}^2 R_2' \left(\frac{l-s}{s}\right)}{1000} = \frac{3 \cdot (48)^2 \cdot 0.052 \cdot \left[\frac{1-0.01}{0.01}\right]}{1000} = 35.5 kW$$

Se determina la potencia de entrada del circuito equivalente, a partir del diagrama fasorial, teniendo en cuenta la corrección de la resistencia referida ( $R_2'/s$ ) debido al cambio de velocidad y a este valor se le suman las pérdidas para obtener la potencia eléctrica de entrada al motor:

$$P_{ent} = 3 \cdot V_f \cdot I_s \cos(\theta) + P_{acn} = 3 \cdot 265 \cdot 65 \cdot 0.73 + 0.328 = 37.7kW$$

La potencia de salida en estas condiciones, a partir del valor calculado de la potencia convertida en forma mecánica, se determina considerando la magnitud de las pérdidas adicionales y las pérdidas mecánicas al variar la velocidad.

Las pérdidas adicionales son proporcionales al cuadrado de la relación de la corriente de entrada al motor en ambas condiciones. Las pérdidas por fricción varían proporcionalmente a la velocidad de rotación y las pérdidas por ventilación con el cuadrado de la misma. En general, pueden dividirse en 1/3 y 2/3 del total de pérdidas mecánicas:

$$P = P_{mec} - P_{mec} \cdot \left( \frac{1}{3} \cdot \left( \frac{n_l}{n_N} \right) + \frac{2}{3} \cdot \left( \frac{n_1}{n_N} \right)^2 \right) - P_{ad} \cdot \left( \frac{I_s}{I_{sn}} \right)^2$$

$$P = 35.5 - 0.342 \cdot \left( \frac{1}{3} \left( \frac{1782}{1775} \right) + \frac{2}{3} \left( \frac{1782}{1775} \right)^2 \right) - 0.242 \cdot \left( \frac{65}{72} \right)^2 = 34.9 kW$$

La eficiencia del motor bajo estas condiciones de operación, expresada en (3.6), es:

$$\eta = \frac{P}{P_{ent}} \cdot 100 = \frac{34.9}{37.7} \cdot 100 = 92.5\%$$

Con el resultado obtenido y el tiempo de operación en el estado analizado se determina el consumo de energía del motor.

Como se puede observar en la tabla 3.3, si no se consideran los cambios que experimenta la velocidad cuando el sistema es estrangulado, se comete un error por exceso en la determinación de la potencia de entrada. La diferencia se da en la última columna de dicha tabla. Esta diferencia se hace más notable aún en el valor extremo, hasta el cual puede estar justificado el empleo de la estrangulación para regular el caudal volumétrico, que es el punto donde la eficiencia de la bomba es el 90% de su valor nominal.

Tabla 3.3. Resultados del efecto del cambio de velocidad en la potencia de entrada del motor.

Flujo Requerido	Nl'(rpm)	Eficiencia de la bomba (5)	P <sub>ent</sub> (kW) sin considerar cambio de velocidad	P <sub>ent</sub> (kW) considerando cambio de velocidad	Diferencia (kW)
0.048	1782	86	44.59	37.7	6.8
0.044	1784	84	42.47	33.95	8.5
0.04	1786	81	40.33	30.33	10
0.038	1787	79.5	39.24	28.59	10.6

En consecuencia, los resultados que se obtendrían al realizar estudios de factibilidad de empleo de los variadores de velocidad serían menos precisos debido al error que se comete al calcular el consumo de energía, que depende del producto de la potencia de entrada por el tiempo. Este ha sido un aspecto que no se ha tenido en cuenta en estudios precedentes y constituye un aporte de este trabajo.

### 3.10 Operaciones en condiciones de velocidad variable

En el punto de operación en condiciones nominales ya se obtuvo el valor de la constante de la curva de enlace ( $k_t' = 15282 \text{ s}^2/\text{m}^5$ ) y la potencia demandada para este estado ( $P = 39 \text{ kW}$ ).

- a) Cálculo de la velocidad de la bomba para entregar el flujo requerido por el proceso en régimen de velocidad variable.

El valor de la constante de la curva enlace del sistema  $k_{tv}'$  (figura 3.4) para el punto de operación en condiciones de velocidad variable ( $Q_{req}, H_{req}$ ), se determina aplicando (3.5):

$$k_{tv}' = \frac{H_{est}}{Q_{req}^2} + k_t = \frac{10}{(0.048)^2} + 12343 = 16683 \text{ s}^2/\text{m}^5$$

Determinando el valor de  $Q_1$  aplicando (3.3):

$$Q_1 = \frac{24.51 + \sqrt{601.2 + 4(16683 + 5392)73.52}}{2(16683 + 5392)} = 0.0572 \text{ m}^3/\text{s}$$

A partir del valor de velocidad nominal, por las relaciones de capacidad flujo entre el punto ( $Q_1, H_1$ ) y ( $Q_{req}, H_{req}$ ), a través de la curva de enlace, se determinan los valores de velocidad y carga requeridos para la nueva condición de operación:

$$\eta_l^1 = \frac{0.048}{0.0572} \cdot 1775 = 1490 \text{ rpm}$$

b) Cálculo del deslizamiento para la nueva condición de velocidad.

Se calcula la potencia según (3.12) y el momento requerido por la bomba en condiciones de la nueva velocidad:

$$P = \frac{y \cdot Q \cdot H}{1000 \cdot \eta_t \cdot \eta_b} = \frac{1164 \cdot 0.48 \cdot 38.43}{1000 \cdot 0.86} = 24.4 \text{ kW}$$

$$M_{rb} = \frac{P}{\omega} = \frac{24400}{156.03} = 156.6 \text{ (N - m)}$$

Se calcula la velocidad sincrónica del motor mediante (3.39) y a partir de esta el deslizamiento:

$$\omega_s = \frac{k_m \omega}{k_m - M_{rb}} = \frac{17338 \cdot (156)}{(17338 - 156)} = 157.5 \text{ rad/s}$$

$$s_x = \frac{(1500 - 1490)}{1500} = 0.068$$

A partir de la velocidad sincrónica obtenida para este estado de operación, se determina el valor de frecuencia necesario en la fuente de alimentación para este estado de velocidad:

$$f_v = \frac{\omega_s \cdot p}{2\pi} = \frac{157.5 \cdot 2}{6.28} = 50 \text{ Hz}$$

Donde:

$p$ : número de pares de polos

$f_v$ : frecuencia (Hz)

c) Determinación de la corriente referida del rotor para el estado de operación analizado.

Se determina la corriente referida del rotor a través de (3.37) para el estado de operación analizado. Para ello se tiene:

$$\omega_z = 185.87 \text{ rad/s y } \omega_{sx} = 157.1 \text{ rad/s}$$

$$K'' = \sqrt{\frac{k'_t}{k'_{tv}}} = \sqrt{\frac{15282}{16683}} = 0.95$$

$$I'_{2x} = 0.52 \cdot I'_{2N} = 0.51(64,43) = 33.65 \text{ A}$$

Con los parámetros del circuito equivalente corregidos para el valor de frecuencia calculado y el valor de corriente del rotor referida al estator calculado, se determina el voltaje de alimentación del motor. Utilizando el circuito equivalente aproximado del motor:

$$V_f = I'_{2x} \cdot (R_s + R'_2/S_x) + j \cdot \left( x_{ls} \cdot \left( \frac{f_v}{60} \right) + x_{lr} \cdot \left( \frac{f_v}{60} \right) \right)$$

$$V_f = 33.65 \cdot \left[ (0.23 + 0.052/0.065) + j \cdot \left( 0.41 \cdot \left( \frac{50}{60} \right) + 0.62 \cdot \left( \frac{50}{60} \right) \right) \right] = 280 \text{ V}$$

d) Análisis energético del motor cuando se controla la velocidad.

De la misma forma que se hizo en el caso de la estrangulación, la potencia convertida en forma mecánica se determina aplicando (3.26):

$$P_{mec} = \frac{3I'^2_2 R'_2 \left( \frac{l - s_x}{s_x} \right)}{1000} = \frac{3 \cdot (33.65)^2 \cdot 0.052 \cdot \left[ \frac{l - 0.0065}{0.0065} \right]}{1000} = 27.18 \text{ kW}$$

Se determina la potencia de entrada del circuito equivalente a partir del diagrama fasorial, para lo cual se han considerado los cambios ocurridos en las reactancias y que las pérdidas de acero son proporcionales al cuadrado del producto de la FEM por la frecuencia:

$$P_{ent} = 3 \cdot V \cdot I \cdot \cos(\theta) + P_{acn} \cdot \left( \frac{V_f \cdot f_v}{V_{jN} \cdot f} \right) = 28.14 + 0.328 \cdot \left( \frac{280 \cdot 50}{265 \cdot 60} \right) = 28.4 \text{ kW}$$

La potencia de salida en las condiciones de nueva velocidad se determina teniendo en cuenta las mismas consideraciones explicadas para el caso de la variación de velocidad cuando el sistema es estrangulado:

$$P = P_{mec} - P_{mec} \cdot \left( \frac{1}{3} \cdot \left( \frac{n'_N}{n_N} \right) + \frac{2}{3} \left( \frac{n'_N}{n_N} \right) \right) - P_{ad} \cdot \left[ \frac{I_s}{I_{sn}} \right]$$

$$P = 27.18 - 0.342 \cdot \left( \frac{1}{3} \cdot \left( \frac{1490}{1775} \right) + \frac{2}{3} \left( \frac{1490}{1775} \right) \right) - 0.242 \cdot \left( \frac{59}{72} \right) = 26.76 \text{ kW}$$

La eficiencia del motor bajo estas condiciones de operación resulta:

$$\eta = \frac{P}{P_{ent}} \cdot 100 = \frac{26.76}{28.4} \cdot 100 = 94\%$$

Con la potencia eléctrica de entrada al motor y el tiempo de operación en el estado analizado se determina el consumo de energía del motor.

- e) La ley de mando del convertidor estará dada por la relación de voltaje frecuencia obtenida para la condición de caudal volumétrico requerida en cada caso.

La potencia demandada por la bomba en esta nueva condición es de 24.4 kW. Resulta notable la diferencia en la potencia demandada por la bomba: 2.1 kW, lo que implica que se sobrestimen los niveles de ahorro de energía, ya que, en un tiempo promedio de 16 horas diarias durante los 140 días del año, esto representaría 12.2 MWh anuales.

### 3.11 El modelo desarrollado en la plataforma de MATLAB Simulink

Seguidamente se presenta el modelo de simulación del procedimiento (figura 3.6), desarrollado en MATLAB Simulink, el cual modela una bomba centrífuga accionada por un motor asincrónico. La simulación se realiza especialmente con el fin de observar y analizar el comportamiento de la eficiencia energética del sistema. De igual manera, permite relacionar las variables de comportamiento del sistema hidráulico con las variables de comportamiento del motor que acciona la bomba, de modo que de manera dinámica se logran interrelacionar dichas variables a partir del reajuste de las características de la bomba mediante el empleo de las leyes de afinidad en sistemas que pueden en un inicio presentar una alta carga estática.

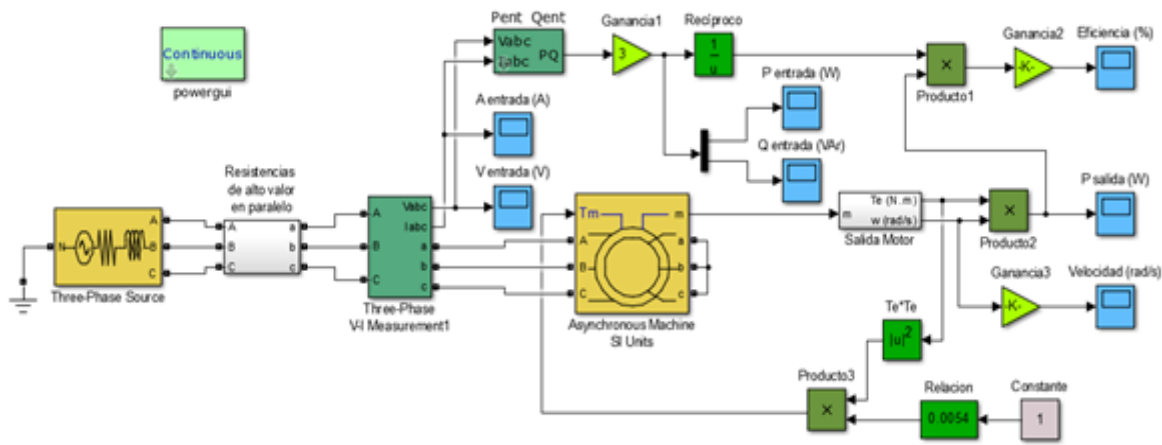


Figura 3.6. Modelo de una bomba centrífuga accionada por un motor eléctrico.

### **3.12 Conclusiones parciales**

El procedimiento desarrollado logra de forma interactiva proyectar los diferentes estados de operación del sistema hidráulico, caracterizado por las condiciones de flujo y carga requeridos, en el plano que contiene las variables de momento y velocidad que caracterizan el comportamiento del motor eléctrico que acciona la bomba. De este modo, su aplicación puede contribuir en gran medida a la reducción de la incertidumbre en la evaluación energética de los sistemas de bombeo relacionado con el cálculo de los potenciales de ahorro de energía, debido a que, en cada caso, se logra determinar con mayor exactitud el estado de carga del motor que acciona la bomba.

## CONCLUSIONES

1. Con el empleo de los métodos tradicionales para la regulación del flujo en sistemas hidráulicos de bombeo, a excepción de los propuestos AEFV, no se logra un balance energético total entre variables hidráulicas y eléctricas.
2. Las leyes de afinidad son aplicadas generalmente sin tener en cuenta la carga estática del sistema hidráulico, lo cual tributa en gran medida a la introducción de incertidumbres en el cálculo de la eficiencia y energía del mismo.
3. El no tener en cuenta los errores cometidos en el cálculo del ahorro energético y eficiencia según las leyes de afinidad, implica no tener una verdadera valoración económica en los estudios de factibilidad, trayendo consigo una sobreutilización o subutilización según el caso, del equipamiento técnico.
4. El procedimiento analítico desarrollado permite disminuir en gran medida la incertidumbre en el cálculo del ahorro de energía que se deriva de la aplicación de AEFV en el control del flujo en los sistemas hidráulicos de bombeo, con una justificada adecuación de las leyes de afinidad a sistemas con alta carga estática.
5. Mediante el modelo creado en MATLAB, se establece de manera interactiva un procedimiento que permite efectuar una evaluación del ahorro energético en un sistema hidráulico de bombeo, en el cual se observan de manera gráfica los parámetros fundamentales de dicho sistema.

## **RECOMENDACIONES**

Extender el resultado del procedimiento desarrollado para el caso de estudio de sistemas hidráulicos de bombeo con fluidos no newtonianos.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. C. Campos Avella, "Sistemas de gestión integral de la energía: guía para la implementación. ," vol. Bogotá,UPME [citado 23 sept., 2009].
- [2] A. A. Pesántez Erazo, "Diseño y Construcción de un Módulo de Laboratorio con Variador de Frecuencia para el Control de un Sistema de Bombeo y Determinación del Ahorro Energético," BS thesis, 2012.
- [3] J. E. E. Viholainen, ""Energy-efficient control strategy for variable speed-driven parallel pumping systems"," vol. 6.3, pp. 495-509, 2013.
- [4] M. R. N. Vilanova, and José Antônio Perrella Balestieri., ""Energy and hydraulic efficiency in conventional water supply systems"," vol. Renewable and Sustainable Energy Reviews 30 : 701-714., (2014).
- [5] M. A. Abella, ""Optimización del uso de convertidores de frecuencia con bombas centrífugas y motores trifásicos en sistemas de bombeo fotovoltaico."," (2003).
- [6] C. Cherchi, ""Energy and water quality management systems for water utility's operations"," A review." *Journal of environmental management*", vol. 153, pp. 108-120, (2015).
- [7] H.-S. Yoon, ""Towards greener machine tools—A review on energy saving strategies and technologies"," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 48, pp. 870-891 (2015).
- [8] O. Alarfaj, and Kankar Bhattacharya. , " "A Controlled Load Estimator Based Energy Management System for Water Pumping Systems"," *IEEE Transactions on Smart Grid*, (2017).

- [9] A. Stec, Sabina Kordana, and Daniel Słyś. , " "Analysing the financial efficiency of use of water and energy saving systems in single-family homes."," *Journal of Cleaner Production* vol. 151 pp. 193-205, (2017).
- [10] Y. Zeng, ""Optimizing wastewater pumping system with data-driven models and a greedy electromagnetism-like algorithm." " *Stochastic environmental research and risk assessment* vol. 30, pp. 1263-1275, (2016).
- [11] J. Sánchez Romero C. De Piérola Canales, Centeno M. A. . , "Optimización del consumo de energía de sistemas de bombeo en acuífero," Congreso Latinoamericano de Hidráulica., (2012).
- [12] J. P. Messina, "Pump handbook.," *New York:* , vol. Vol. 3. , 1986.
- [13] A. M. Y. Borroto Nordelo, José. Armas Teyra, Marcos. . (2008). *Ahorro de Energía en Sistemas Termodinámicos. (1 ed.)*.
- [14] H. Roclawski H, "DH: Rotor-Stator Interaction of a Radial Centrifugal Pump Stage with Minimum Stage Diameter. WSEAS Transactions on Fluid Mechanics,," *No 5*, vol. 1, (2006)
- [15] J. E. D. Ortíz, " Mecánica de los fluidos e hidráulica," Universidad del Valle, 2006.
- [16] P. P. Moreno M.A., Córcoles J.I., Tarjuelo J.M., Carrión P.A. , ""Development of a new methodology to obtain the characteristic pump curves that minimize the total cost at pumping stations"," *Biosystem Engineering*, vol. 102, pp. 95-105, (2009).
- [17] Q. Enrique., "Métodos para el ahorro de energía en el uso de motores eléctricos," *Memorias de las Jornadas Internacionales de Energía*, octubre 2001.
- [18] O. R. Kaiser T, Dickau R: ., , "Analysis guide for variable frequency drives operated centrifugal pumps," p. 81to 106, 2008,.
- [19] M. Chudina, ""Noise as an indicator of cavitation in a centrifugal pump"," *ACOUSTICAL PHYSICS* vol. Vol: 49, pp. 463-474 (2003).

- [20] Z. Zhang, " "Modeling and optimization of a waste water pumping system with data-mining methods", " *Applied Energy* vol. 164 pp. 303-311, (2016).
- [21] A. T. Almeida, Fonseca, P., Falkner, H. and Bertoldi, P. ((2003), Market Transformation of Energy-Efficient Technologies in the EU. *policy energy 31*.
- [22] T. Ahonen, ""Effect of electric motor efficiency and sizing on the energy efficiency in pumping systems.", " in *Power Electronics and Applications*, European Conference on, (2016),.
- [23] J. C. F. y. J. S. R. Manuel Roca Suárez, "BOMBAS CENTRÍFUGAS. HIDROCOMPRESORES. FONTANERÍA," Doctorado, Departamento de construcción arquitectónica de la Escuela Técnica Superior de Arquitectura de Las Palmas de Gran Canaria, 2012.
- [24] I. J. C. Karassik, " Bombas centrífugas: selección, operación y mantenimiento.," vol. V3, p. 67to621, 1987.
- [25] B. Coelho, & Andrade-Campos, A. . ((2014), Efficiency achievement in water supply systems. *A review. Renewable and Sustainable Energy Reviews 30*, 59-84.
- [26] J. A. Sánchez, "VÁLVULAS Y VARIADORES DE VELOCIDAD COMO ELEMENTO FINAL DE CONTROL," españa, 2003.
- [27] W. V. Jones, "Motor selection for centrifugal pump applications made easy.," in *In Pulp and Paper Industry Technical Conference (PPIC)*, (2011, June), pp. ( 140-150).
- [28] Crane. McGraw-Hill, "Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías," 1987.
- [29] S. P. Jagtap, & Pawar, A. N. , "Energy Efficiency Evaluation in Pumping SystemEnergy Efficiency Evaluation in Pumping System," *Modern Mechanical Engineering*, vol. 3, pp. 4,171, (2013).

- [30] V. Vodovozov, Gevorgov, L., & Raud, Z., "Modeling and Analysis of Pumping Motor Drives in Hardware-in-the-Loop Environment," *Journal of Power and Energy Engineering*, vol. 2, pp. 10, 19, (2014).
- [31] C. L. Su, Chung, W. L., & Yu, K. T. , "An Energy-Savings Evaluation Method for Variable-Frequency-Drive Applications on Ship Central Cooling Systems. ," *Industry Applications IEEE Transactions on*, vol. 50(2), pp. 1286-1294, (2014).
- [32] J. E. Finnemore, & Franzini, J. B. , "Fluid mechanics. McGraw-Hill.," (2002).