

**UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ELÉCTRICA**

Análisis Técnico-económico de Sistemas de Elevación de Aguas para Edificios Residenciales.

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL ELECTRICISTA**

Rodrigo Cristián Inostroza Espejo

**PROFESOR GUÍA:
Héctor Augusto**

**MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
Nelson Morales.
Alfredo Muñoz.**

SANTIAGO DE CHILE
Marzo 2011

RESUMEN DE LA MEMORIA
PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL ELECTRICISTA
POR: RODRIGO INOSTROZA
FECHA: 12 DE MAYO DEL 2011
PROG. GUÍA: HÉCTOR AGUSTO

ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO DE SISTEMAS DE ELEVACIÓN DE AGUAS PARA EDIFICIOS RESIDENCIALES

El presente trabajo consiste en realizar una evaluación técnico-económica de dos sistemas de elevación de agua para edificios residenciales en Chile. El enfoque principal que tiene este estudio es implementar un banco de pruebas para así realizar simulaciones que representen un consumo de agua potable en un edificio habitacional en Santiago.

En un principio se revisan los conceptos básicos necesarios para entender lo que se considera un equipo de elevación de agua. Se mencionan los distintos tipos de bombas que se pueden encontrar hoy en día en el mercado internacional y, en particular, se detalla el funcionamiento de las bombas centrífugas, equipo utilizado en los sistemas de elevación de agua en edificios residenciales. También se realiza un estudio de los sistemas de control típicos de las bombas, ya sea mediante estanque hidroneumático o mediante motores de inducción accionados con variadores de frecuencia.

Revisada la parte teórica, se establecen los criterios utilizados hoy en día en Chile para dimensionar equipos de elevación de agua, en particular los puntos normativos descritos en el *“Reglamento de Instalaciones Domiciliarias de Agua Potable y Alcantarillado” (RIDDA)*.

Luego se revisa una curva de consumo de agua potable, medida en un edificio residencial ubicado en el centro de Santiago. Mediante estos datos se realiza una simulación experimental en un banco de pruebas. Se diseña el sistema de manera de contar tanto con un sistema de control mediante estanque hidroneumático como con un variador de frecuencia.

Como resultado de las simulaciones se concluye que el sistema con variador de frecuencia es más caro en la instalación y mantención que un sistema hidroneumático, pero el costo correspondiente a la energía eléctrica resulta un 25% menor. Considerando la totalidad de los costos, en un período de tiempo de 5 años, resulta más conveniente la instalación del sistema controlado por un variador de frecuencia.

Entre las tareas que pueden complementar el desarrollo de este trabajo es posible citar: sintonización fina de variadores de frecuencia controlados con un controlador lógico programable PLC, y el análisis comparativo de las curva de demanda de agua potable en diferentes edificios en Santiago.

Agradecimientos

Quisiera agradecer en primer lugar a mis padres, Jorge Inostroza y Teresa Espejo quienes han sido un pilar fundamental en toda mi vida, especialmente en el ámbito académico. Con su propio ejemplo en el diario vivir me han enseñado valores y a siempre luchar por mis metas, son mi modelo a seguir en la vida.

A mi polola, Maria José, quien me ha dado la fuerza para terminar este proceso. Gracias por tu comprensión, el apoyo y la paciencia que mostraste, tu temple y calma me ayudó en esos momentos difíciles que pasamos. Espero poder retribuirte el resto de nuestras vidas, con felicidad y amor. Te amo con todo el corazón.

A mi hermana Teresa y mis sobrinitas quienes con una simple sonrisa me renovaban el ánimo, las adoro. A mi amigo y cuñado Frank que fue un apoyo incondicional inclusive en el ámbito laboral, asumiendo gran parte de la responsabilidad mientras me encontraba en este proceso

A los profesores que participaron en este trabajo don Alfredo Muñoz y don Nelson Morales por la cooperación y buena disposición que tuvieron para formar parte de la comisión. Y en especial agradecer a mi profesor guía don Hector Augusto quien me acompañó durante todo este proceso con paciencia y comprensión, aportando sus ideas y respetando las mías.

Agradecer a mis grandes amigos Manuel Navas y Rafael Rodriguez quienes me ayudaron cuando me sentía sin rumbo y siempre fueron soporte tremendo estando presente incondicionalmente sin importar horario o lugar.

También quiero mencionar mis otros compañeros quienes me han acompañado a lo largo de todos mis estudios mai, nico, diego, mote, paula, carlos, yañez, mena, wallace, charly, gracias por haber hecho cada día más grato el tiempo que pase en la escuela.

Y finalmente agradecer a cada persona que conocí y que me dejó los mejores recuerdos de mi época universitaria.

Índice

<i>RESUMEN DE LA MEMORIA</i>	<i>¡Error! Marcador no definido.</i>
Agradecimientos	1
Índice	3
Índice de Ilustraciones	5
Índice de Tablas	6
Índice de Gráficos	7
Capítulo 1	8
1. Introducción	8
1.1. Alcance	10
1.2. Objetivos	10
1.2.1. Objetivo general	10
1.2.2. Objetivos específicos.....	10
1.3. Antecedentes	11
1.4. Estructuración del documento.	11
2. Teoría del bombeo hidráulico.	13
2.1. La bomba hidráulica	13
2.1.1. Clasificación de las bombas	13
2.1.1.1. Bombas volumétricas o desplazamiento positivo.	13
2.1.1.2. Bombas rotodinámicas.....	14
2.2. La bomba radial o centrífuga.	16
2.2.1. Parte hidráulica.	17
2.2.2. Parte eléctrica, motor de inducción.	21
2.2.3. Curvas características.	24
2.2.4. Sistemas de partidas de motores.	27
2.2.5. Conexionado de sistemas de bombas	29
2.3. Tipos de control de bombas e instrumentación del sistema	30
2.3.1. Control de bombas y ajuste de rendimiento.....	30
2.3.2. Control por estrangulamiento.....	31
2.3.3. Control por derivación.....	32
2.3.4. Control por velocidad de giro.....	33
2.3.5. Control por interruptores de presión.....	35
2.3.6. Control por cambio de diámetro del impulsor.....	36
2.4. Variador de velocidad.	36
2.4.1. Variador de frecuencia.	38
2.4.2. Consideraciones en la selección de un variador de frecuencia.....	41

2.4.3. Problemas causados por los variadores	43
2.4.4. Conexión de bombas en paralelo mediante variadores de frecuencia.	45
3. Sistemas de elevación de aguas en edificios residenciales.	48
3.1. Marco regulatorio y dimensionamiento de un sistema de elevación de agua potable.	48
3.1.1. Dimensionamiento del sistema de elevación de agua.	49
3.1.2. Sistemas de elevación de agua para edificios en Chile	54
3.1.3. Costos de los sistemas de impulsión de agua.	60
4. Análisis de un sistema de elevación de agua.	64
4.1. Medición del consumo de agua en un edificio residencial	64
4.2. Diseño banco de prueba y mediciones.....	68
4.2.1. Sistema hidroneumático	72
4.2.2. Sistema con variador de frecuencia	74
4.2.3. Resultado y análisis de las mediciones obtenidas en las pruebas.....	75
4.2.4. Comparación desde el aspecto energético de ambos sistemas.....	81
5. Análisis Económico.	83
5.1. Evaluación	83
5.1.1. Costos para sistemas simulados.....	83
5.1.2. Valor actual neto.	85
6. Conclusiones	88
6.1. Resultados y comentarios	88
6.2. Conclusiones	91
Bibliografía.....	93
I. Principio de Bernoulli y la ecuación general de la energía	95
II. Sistema de partidas de motores.....	98
III. Cálculo de pérdidas de cargas.	102
Cálculo de pérdida de carga para cañerías.....	102
Cálculo de pérdidas de carga en piezas especiales y accesorios de unión:.....	103
IV. Datos obtenidos en el banco de prueba para los sistemas basado en estanque hidroneumático y con variador de frecuencia.	104

Índice de Ilustraciones

Ilustración 1. Tornillo de Arquímedes.....	8
Ilustración 2. Elementos de impulsión para cada tipo de bombas rotodinámicas: a) Bomba radial; b) Bomba semiaxial; c) Bomba axial.....	15
Ilustración 3. Bomba centrífuga.....	17
Ilustración 4. Funcionamiento de una bomba centrífuga.....	18
Ilustración 5. Cuatro líquidos sometidos a la misma presión.....	20
Ilustración 6. Variables a considerar en el teorema de Bernoulli en un sistema de bombeo.....	21
Ilustración 7. Diagrama equivalente del motor de inducción referido al estator.....	23
Ilustración 8. Curva Torque-velocidad.....	24
Ilustración 9. Curvas características Caudal – Altura, para las bombas espa modelo Pres-line VE 121_X.....	25
Ilustración 10. Identificación de distintos niveles de consumo de potencia y rendimiento en un sistema motor-bomba.....	26
Ilustración 11. Curva de potencia y rendimiento del conjunto versus en caudal.....	27
Ilustración 12. Clasificación de los métodos de partida según la tensión de partida.....	28
Ilustración 13. Conexión y curva del sistema de bombas en paralelo.....	29
Ilustración 14. Curva de sistema y conexión de bombas en serie.....	30
Ilustración 15. Punto de mejor eficiencia.....	31
Ilustración 16. Control por estrangulamiento.....	32
Ilustración 17. Control por derivación.....	32
Ilustración 18. Grafico por control de velocidad.....	34
Ilustración 19. Interruptor de presión o presostato.....	35
Ilustración 20. Diagrama de bloques de un variador de frecuencia.....	39
Ilustración 21. Voltaje de salida de un variador de frecuencia.....	39
Ilustración 22. Comparación de curva de torque constante y variable.....	41
Ilustración 23. Onda de salida de un variador de frecuencia.....	42
Ilustración 24. Instalación con cable apantallado desde el variador hacia el motor.....	44
Ilustración 25. Métodos de funcionamiento del variador de frecuencia conectado a una bomba.....	46
Ilustración 26. Principales alturas en un sistema de elevación de agua.....	52
Ilustración 27. Curva característica del sistema y de una bomba.....	53
Ilustración 28. Diagrama de control para un equipo de elevación de agua con variador de frecuencia.....	58
Ilustración 29. Variación de la curva de la bomba para pasar de Q_{max} a Q_1	59
Ilustración 30. Diagrama PID del sistema de bombeo.....	59
Ilustración 31. Instalación del fluxómetro.....	65
Ilustración 32. Curva característica para las bombas 2-3-4CP.....	66
Ilustración 33. Bombas y estanque hidroneumático banco de pruebas.....	69
Ilustración 34. Aspiración e impulsión banco de pruebas.....	69
Ilustración 35. Recorrido de cañerías del banco de pruebas.....	70
Ilustración 36. Configuración del sistema de control del banco de pruebas.....	70
Ilustración 37. Tablero eléctrico y variador de frecuencia del banco de pruebas.....	71
Ilustración 38. Esquematización del teorema de Bernoulli.....	95
Ilustración 39. Sistema de flujo de fluido que ilustra la ecuación general de la energía.....	97
Ilustración 40. Conexión partida estrella-triángulo de un motor.....	99
Ilustración 41. Arrancador suave por retardo de fase.....	100
Ilustración 42. Magnitudes de intensidad de corriente para diferentes sistemas de partida de motores.....	101

Índice de Tablas

<i>Tabla 1. Clasificación de bombas hidráulicas.</i>	16
<i>Tabla 2. Caudal mínimo instalado en artefactos sanitarios.</i>	50
<i>Tabla 3. Tiempo de partidas horarias.</i>	57
<i>Tabla 4. Componentes comunes banco de prueba.</i>	68
<i>Tabla 5. Pérdidas del banco de pruebas utilizando el método cinético.</i>	71
<i>Tabla 6. Coeficientes k para las singularidades del método cinético.</i>	72
<i>Tabla 7. Componentes independientes sistema hidroneumático.</i>	72
<i>Tabla 8. Componentes independientes sistema variador de frecuencia.</i>	74
<i>Tabla 9. Resumen de datos para las pruebas de ambos sistemas.</i>	76
<i>Tabla 10. Tabla comparativa de consumo de energía entre los sistemas hidroneumáticos y variador de frecuencia.</i>	81
<i>Tabla 11. Costos para el sistema hidroneumático.</i>	84
<i>Tabla 12. Costos para el sistema con variador de frecuencia.</i>	85
<i>Tabla 13. Valor actual neto para ambos sistemas.</i>	86
<i>Tabla 14. Costos para modificar un sistema hidroneumático a variador de frecuencia.</i>	86
<i>Tabla 15. Datos para la simulación de un sistema hidroneumático comandado por un variador de frecuencia.</i>	86
<i>Tabla 16. VAN para los costos de energía en el sistema hidroneumático/variador de frecuencia.</i>	87
<i>Tabla 17. Tabla comparativa de consumo de energía entre los sistemas hidroneumáticos y variador de frecuencia.</i>	88
<i>Tabla 18. Comparación VAN de inversión, mantención y energía entre los sistemas con variador de frecuencia e hidroneumático.</i>	89
<i>Tabla 19. Datos simulación sistema hidroneumático (escalones 1-10).</i>	104
<i>Tabla 20. Datos simulación sistema hidroneumático (escalones 11-20).</i>	105
<i>Tabla 21. Datos simulación sistema hidroneumático (escalones 21-30).</i>	106
<i>Tabla 22. Datos simulación sistema hidroneumático (escalones 1-10).</i>	107
<i>Tabla 23. Datos simulación sistema hidroneumático (escalones 11-20).</i>	108
<i>Tabla 24. Datos simulación sistema hidroneumático (escalones 21-30).</i>	109

Índice de Gráficos

<i>Gráfico 1. Caudal instalado vs caudal máximo probable</i>	<i>51</i>
<i>Gráfico 2. Curva de caudal promedio medidos en un edificio residencial.</i>	<i>65</i>
<i>Gráfico 3. Curva de caudal normalizado y discretizado para medir en el banco de pruebas.</i>	<i>67</i>
<i>Gráfico 4. Intensidad de corriente para el sistema hidroneumático y con variador de frecuencia</i>	<i>77</i>
<i>Gráfico 5. Sectorización de la intensidad de corriente para el sistema hidroneumático y con variador de frecuencia</i>	<i>78</i>
<i>Gráfico 6. Potencia máxima del sistema hidroneumático y variador de frecuencia</i>	<i>81</i>
<i>Gráfico 7. Energía consumida por el sistema hidroneumático y con variador de frecuencia.....</i>	<i>82</i>

Capítulo 1

1. Introducción

El agua siempre ha sido un elemento decisivo para la supervivencia y evolución del hombre. Grandes civilizaciones tienen dentro de sus factores comunes que nacieron cercanas a fuentes de agua dulce. Así el Nilo bañó a los egipcios, los ríos Éufrates y Tigris a la civilización Mesopotámica, el río Indo a la antigua civilización India y el río Amarillo a la cultura China.

Uno de los principales usos que se le daba al agua era para regar los campos, los cuales no siempre estaban aguas abajo del río, por lo que fue necesario inventar métodos para hacer llegar el agua a niveles superiores de los que presentaba el cauce natural del río. En un principio se acarreaba el agua de manera manual, utilizando cubetas o algún dispositivo donde almacenar y transportar el agua. Esto cambió cuando aparece el tornillo sinfín de Arquímedes, el cual es la máquina precursora a lo que conocemos hoy en día como bombas hidráulicas. No solo se utilizó esta máquina para elevar agua, sino que también se aplicó en la elevación de harina y cereales.

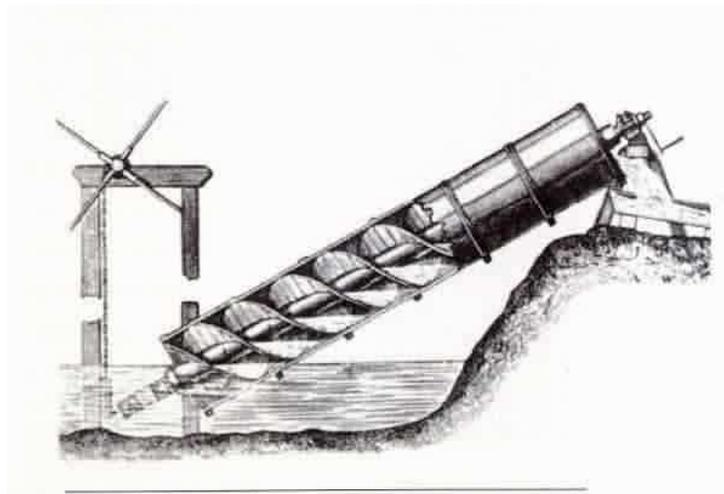


Ilustración 1. Tornillo de Arquímedes

En la ilustración 1 se muestra el tornillo de Arquímedes, el que está formado por un gran cilindro hueco, que en su interior tiene una rampa helicoidal apoyada en el eje del cilindro, en el cual puede rotar libremente.

El principio de funcionamiento se basa en elevar el agua, que se encuentra por debajo del eje de giro, por la rampa debido a la rotación. El agua entra por la parte inferior del cilindro y comienza a ascender por la rampa hasta salir por la parte superior del cilindro. La rotación es provocada por una manilla, ubicada en la parte superior del tornillo.

Con el transcurso de los años esta máquina se fue mejorando y modificando hasta llegar a lo que conocemos hoy como bomba hidráulica. Dentro de sus principales utilidades, las bombas hidráulicas tienen un papel fundamental a la hora de abastecer de agua los edificios ya que son las responsables de entregar la presión y el caudal necesario para alimentar de agua hasta el artefacto ubicado en el punto más desfavorable del edificio.

Uno de los componentes que conforman a la bomba hidráulica es el motor asíncrono que le entrega la potencia necesaria para levantar el caudal de agua a la presión específica. Por lo general para este tipo de instalaciones se utilizan motores que van desde los 3 HP hasta los 20 HP¹.

Como el funcionamiento de las bombas está directamente ligado con el consumo de agua del edificio, debe presentar un sistema de control tal que permita satisfacer la demanda de agua de manera continua y permanente. Los sistemas utilizados hoy en día se basan en el control mediante presostatos o mediante un variador de frecuencia.

En un principio los equipos de elevación de agua eran comandados únicamente por presostatos, los cuales mediante diferencias de presión hacen partir y parar las bombas. Si bien este método es bastante efectivo en su funcionamiento, debe trabajar en rangos de presión para la partida y parada de las bombas, por lo que no se logra una presión completamente constante. Otra desventaja se relaciona con el hecho de tener un gasto de energía innecesario, debido justamente, a que se tiene mayor presión en lugares y momentos que no lo requieren.

El variador de frecuencia en cambio permite mantener un nivel de presión constante, presentando pequeñas oscilaciones con respecto a la presión de referencia. Además, permite un ahorro de energía debido a la variación de la velocidad de giro del eje, con lo que se logra entregar la energía necesaria para alcanzar el punto de presión necesario, sin derrochar energía.

Para medir el costo real que presenta un sistema de bombeo, existe una herramienta denominada el *costo de ciclo de vida de un sistema de bombeo*, el cual considera tanto los costos de compra, instalación, funcionamiento, mantención, reparación, desmantelación del sistema en un periodo específico de tiempo.

Con respecto a los edificios residenciales, el ahorro de energía tiene una doble importancia, la primera es el ahorro que se produce en el trabajo diario del sistema de

¹Estadísticas de proyectos, empresa constructora Tefra Ltda.

elevación de aguas, que se ve reflejado en la baja de los costos de funcionamiento del sistema, lo cual va directamente relacionado con los gastos comunes del edificio. Pero, lo que podría tener un mayor grado de impacto de este ahorro, se relaciona con su utilización en futuros edificios verdes o de construcción sustentable.

1.1. Alcance

El análisis técnico-económico realizado en este estudio, está definido para sistemas de elevación de agua en edificios residenciales en la ciudad de Santiago, considerando únicamente el sistema de agua potable, el cual comprende los artefactos de la cocina y baños de los departamentos, además de los puntos de consumo de agua potable en los espacios comunes. Quedan excluidos de este estudio los sistemas de elevación de aguas servidas, aguas lluvias y drenajes, debido a que su funcionamiento es diferente al de agua potable.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

El objetivo general de esta memoria es comparar, desde una visión técnico-económica, dos métodos de control para un sistema de elevación de agua potable bajo una curva de consumo específico de un edificio residencial de Santiago.

El enfoque principal es implementar un banco de pruebas donde se pueda simular la curva de consumo y lograr medir la energía que consume el sistema con cada tipo de control durante la prueba, para luego calcular el costo del ciclo de vida del sistema para ambos casos.

1.2.2. Objetivos específicos.

1. Obtener una curva promedio de un consumo real de agua potable en un edificio residencial.
2. Diseñar y construir un banco de pruebas que tenga los dos sistemas de control, estanque hidroneumático y variador de frecuencia.
3. Normalizar y simular la curva de consumo real de agua potable en el banco de pruebas. Realizar estas simulaciones bajo los dos sistemas de control. Medir los parámetros eléctricos del sistema.
4. Comparar la diferencia de costos que existen entre usar un sistema de control basado en un estanque hidroneumático o un variador de frecuencia, para un sistema de elevación de agua.

5. Aportar con los resultados para ayudar al sector privado a tomar decisiones acertadas a las inmobiliarias, constructoras y proyectistas en la elección de los sistemas de elevación de agua para los edificios residenciales.

1.3. Antecedentes

Este estudio se realiza en conjunto con la empresa constructora Tefra, la cual lleva en el mercado de los proyectos e instalaciones sanitarias desde 1978. El interés de esta empresa por realizar este estudio se basa en mejorar sus conocimientos de diseño de proyectos para los sistemas de control de los equipos de elevación de agua. En un principio se trata de analizar el funcionamiento de los variadores de frecuencia y cómo interactúan con el sistema de elevación de agua.

En particular se analiza la demanda de agua potable de un edificio residencial en Santiago. Además se implementan los criterios de proyección de equipos hidráulicos que se utilizan en la empresa. Igualmente se implementa un banco de pruebas según las condiciones que la misma empresa impone de manera de no incurrir en gastos excesivos en la construcción de este.

1.4. Estructuración del documento.

La estructura de este trabajo se descompone en los siguientes capítulos:

- Capítulo 2: Base técnica sobre las bombas, los sistemas de impulsión de agua y los dispositivos de control que se utilizan en las instalaciones. Se divide en las secciones “La bomba hidráulica” en el cual se hace una descripción general de lo que es una bomba hidráulica y los diferentes tipo de bombas que existen; “Bomba centrífuga” donde se detalla las partes que componen este tipo de bomba, así también las curvas características que la describen, se revisan los conceptos de caudal y altura; “Tipos de control de bomba e instrumentación” aquí se explican los tipos de control más utilizados para controlar las bombas y la instrumentación que involucra; “Variador de velocidad” revisión de los principales dispositivos para variar la velocidad de un motor, se revisa con mayor detalle el variador de frecuencia.
- Capítulo 3: basado en el marco regulatorio por el cual se rigen ciertos aspectos del dimensionamiento los sistemas de elevación de agua. Además se revisan los criterios para seleccionar los sistemas de impulsión. Para finalizar se explican los costos que involucra un sistema de impulsión de agua para edificios.

- Capítulo 4: diseño e implementación del banco de prueba. En esta parte se muestran la curva de consumo que se utilizará para realizar las pruebas. Luego se explican las partes que componen el banco de prueba y se detalla la forma de realizar las mediciones. Finalmente se muestran los resultados obtenidos y se confecciona un pequeño análisis de los resultados.
- Capítulo 5: análisis económico, en donde se detalla una evaluación y comparación entre un sistema de elevación de agua controlado por un estanque hidroneumático y un variador de frecuencia. Se muestra una comparación de los costos que se involucran por un periodo de 5 años.
- Capítulo 6: Conclusiones del trabajo, en donde se analizan de manera general los resultados obtenidos, comentarios y sugerencias en torno a las soluciones planteadas.

Capítulo 2

2. Teoría del bombeo hidráulico.

En este capítulo se desarrolla el concepto del bombeo, partiendo por una reseña general de las bombas hidráulicas y descripción de los distintos tipos de bombas existentes. Se describe enseguida las diferentes partes de una bomba centrífuga y se dan algunos ejemplos de métodos de control utilizados en los equipos de bombeo. Se hace un pequeño estudio sobre variadores de velocidad y específicamente sobre variadores de frecuencia.

2.1. La bomba hidráulica.

A grandes rasgos la bomba hidráulica se puede definir como una máquina que transforma energía mecánica en energía hidráulica aplicada sobre fluidos incompresibles² para logra el movimiento de estos. Su finalidad básica es transmitir un caudal dado una presión determinada, y este concepto de transmisión de energía al fluido constituye la primera clasificación de las bombas. En este contexto encontramos las bombas volumétricas y las bombas rotodinámicas.

2.1.1. Clasificación de las bombas.

2.1.1.1. Bombas volumétricas o desplazamiento positivo.

Su principio de funcionamiento está basado en guiar el fluido a lo largo de toda la trayectoria, contenido siempre entre el elemento impulsor y la carcasa. El movimiento del fluido se logra cambiando el volumen del reducto o cámara donde está ubicado. Una característica de estas bombas es que siempre existe una cámara que aumenta de volumen (succión) y otra que disminuye volumen (impulsión), y es debido a esto que también se les conoce como volumétricas.

Dependiendo del tipo de elemento que origina el cambio de energía tenemos las bombas de movimiento alternativo o émbolo y rotoestáticas.

- a) *Alternativas o émbolo:* El movimiento que produce el cambio de volumen que provoca el aumento de presión en el fluido es del tipo vaivén, es por eso que son conocidas también como émbolo o pistón.

² Un fluido incompresible es aquel que su densidad permanece constante a distintas presiones.

- b) *Rotoestáticas*: Como bien lo dice su nombre, el cambio de volumen es consecuencia de un movimiento rotativo. Los elementos que provocan este movimiento pueden ser engranajes, paletas, lóbulos, tornillos entre otras.

La característica principal de las bombas volumétricas es que pueden lograr altas presiones pero un limitado caudal. Son usadas principalmente en procesos industriales. Así también se les utiliza para mover fluidos viscosos. Hay ciertos casos que independiente del nivel de presión que se quiere lograr, se necesita una gran precisión en el caudal bombeado, en especial cuando son pequeños caudales por ejemplo en bombas dosificadoras, por lo cual estas bombas son la mejor opción a utilizar.

2.1.1.2. Bombas rotodinámicas

El funcionamiento de esta bomba está basado en la transmisión de la energía al fluido mediante un elemento móvil denominado rodete, impulsor o hélice. La máquina le transmite la presión al fluido mediante cambios de velocidad y de dirección en las partículas del fluido. En este caso no hay cambios volumétricos de ningún tipo.

Las bombas rotodinámicas son utilizadas en casi la totalidad de los sistemas de bombeo [1]. Debido a esto existe una gran variedad de modelos en el mercado, y se pueden clasificar de distintas maneras. La clasificación más general, y que solapa con las demás, es la clasificación por tipo de impulsor, o forma en que éste transmite la energía al fluido.

a) *Bombas radiales*: basadas en la fuerza centrífuga (reacción de la fuerza centrípeta) la cual transmite la energía mediante la velocidad y presión en el fluido. Someten a las partículas a un cambio de dirección de 90° , entrando a la bomba en forma paralela al eje y saliendo de forma perpendicular a este. Para ello se utiliza un elemento móvil, conocido como rodete o impulsor, formado por álabes de simple curvatura. Este diseño del rodete es adecuado para presiones medias – altas (5 a 150 mca) y caudales moderados.

b) *Bombas axiales*: la energía se transmite mediante un cambio en la velocidad del fluido como consecuencia de una fuerza superficial. En este caso el fluido entra y sale en forma paralela al eje. El impulsor o hélice está formado por tres o más álabes de doble curvatura. Utilizada para presiones baja (0,5 – 10 mca) y altos caudales.

c) *Bombas semiaxiales*: la energía se transmite al fluido por el cambio de velocidad y dirección de las partículas, utilizando para esto una combinación de la fuerza centrífuga y superficial. Como se puede ver, esta bomba es una mezcla de las presentadas anteriormente, por lo cual su campo de aplicación estará entre ambas.

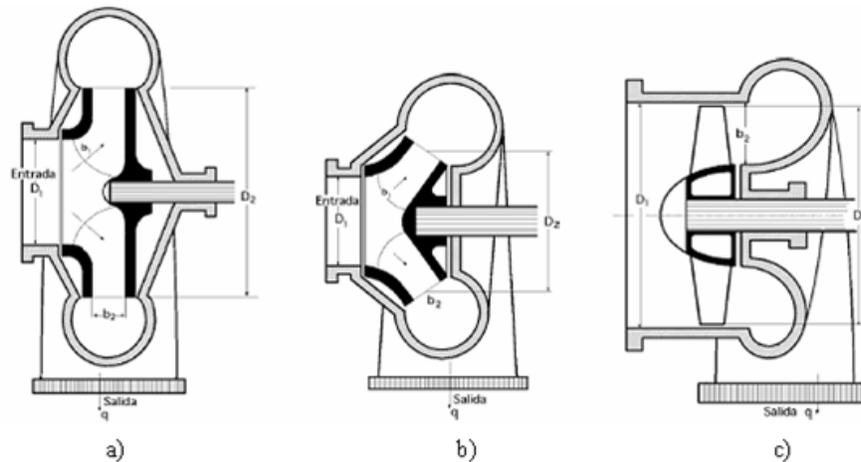


Ilustración 2. Elementos de impulsión para cada tipo de bombas rotodinámicas: a) Bomba radial; b) Bomba semiaxial; c) Bomba axial.

En la ilustración 2 es posible apreciar los diferentes tipos de impulsores que presentan las bombas rotodinámicas.

Una de las ventajas principales que tienen las bombas rotodinámicas es el bajo costo de inversión y mantenimiento, razón por la que se han convertido en los equipos preferidos para ser utilizados en sistemas de impulsión de fluidos. Además transmiten menos esfuerzos a los anclajes, debido a su movimiento continuo de rotación, lo que implica que no exista inercia salvo en la partida. Presenta una mayor potencia específica es decir, transmite la misma energía al fluido con menos peso y volumen de equipo. Son capaces de impulsar grandes caudales.

La desventaja que presenta es que no son capaces de proporcionar altas presiones, además de tener un rendimiento inferior a las volumétricas, en cual oscila entre un 60% y 90%.

Como se mencionó anteriormente, existen distintas formas de clasificar las bombas rotodinámicas. Aparte de la vista anteriormente, que discrimina por la forma de transmisión de la energía se pueden clasificar por:

I. Tipo de funcionamiento:

Esta clasificación se refiere al modo de trabajo en que se encontrará la bomba en relación con el fluido, pudiendo trabajar completamente sumergida o solo ciertas partes tengan contacto con el fluido. En este sentido se tiene el funcionamiento en seco, donde sus partes exteriores no tienen contacto con el fluido, y las sumergibles, donde la bomba se encuentra completamente sumergida

II. Número de etapas:

Al referirse al número de etapas de una bomba, se está hablando del número de impulsores³ que posee. En este caso se tienen las bombas monoetapa o de un impulsor y multietapa o de dos o más impulsores.

III. Tipo de difusor:

El difusor es una pieza donde se produce la transformación de la energía del fluido en presión, antecedido por el impulsor. En este ámbito se tienen las bombas con difusor en forma de voluta, caracterizado por su forma de caracol. También se encuentra las bombas con difusor en forma de alabes.

A continuación se muestra un cuadro resumen con los distintos tipos de clasificación de las bombas:

Tabla 1. Clasificación de bombas hidráulicas.

Volumétricas o Desplazamiento Positivo	Alternativas		
	Rotoestáticas		
Rotodinámicas	Transmisión de la energía	Radiales	
		Axiales	
		Semiaxiales	
	Tipo de funcionamiento	Seco	Verticales
			Horizontales
		Sumergible	Pozo profundo
			De voluta
			De hélice
	Número de Etapas	Monoetapa	
		Multietapa	
Tipo de difusor	de voluta		
	de álabes directores		

2.2. La bomba radial o centrífuga.

Para los sistemas de elevación de agua, las bombas más utilizadas son las centrífugas. Como se mencionó una de las ventajas que tiene este tipo de bomba se relaciona con su bajo costo de construcción, además de ser robustas y simples. Sumado a todo lo anterior, la capacidad de funcionar a altas velocidades permite que sea posible conectarla directamente a un motor asíncrono lo que le da un valor agregado de gran peso, con esto la balanza se inclina hacia este tipo de bomba y las convierte en las más utilizadas en la industria.

³ El impulsor es la pieza rotatoria de la bomba, encargada de acelerar el fluido.

La bomba centrífuga proporciona un caudal constante de fluido y se puede regular fácilmente sin producir daños a la bomba.

Al momento de analizar la estructura de una bomba centrífuga, se puede clasificar en dos partes: hidráulica y eléctrica.

2.2.1. Parte hidráulica.

La estructura de una bomba hidráulica es análoga a la de las turbinas hidráulicas, salvo que el proceso energético es inverso; en este caso la velocidad comunicada por el rodete al líquido se transforma en presión logrando así su desplazamiento y posterior elevación. En cambio las turbinas aprovechan la altura de un salto hidráulico para generar velocidad de rotación en la rueda.

En la ilustración 3 se muestra una bomba centrífuga, la cual está conformada por una parte móvil conocido como rodete o impulsor y por una parte estática que envuelve al rodete conocido como voluta.

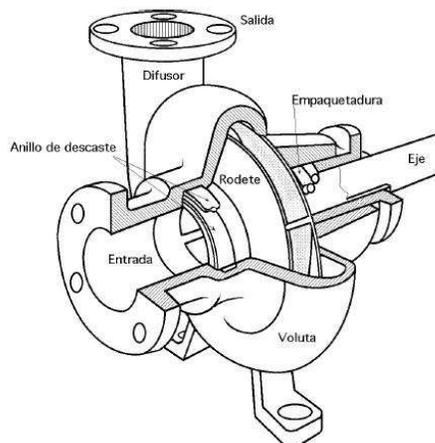


Ilustración 3. Bomba centrífuga.

El rodete o impulsor es la parte rotatoria de la bomba, conformado por una serie de álabes de diversas formas que giran dentro de una carcasa circular. El rodete va unido solidariamente al eje el cual es impulsado por un motor eléctrico, pudiendo compartir el mismo eje (caso monobloque) o tener ejes independientes. El líquido penetra de manera axial hasta el centro del rodete, aquí experimenta un cambio de dirección pasando a tener una dirección radial, lo cual lo hace adquirir una aceleración.

Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando su presión en el impulsor según la distancia al eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación; en la voluta se transforma parte de la energía dinámica adquirida en el rodete en energía de presión.

La voluta o carcasa, es un órgano fijo dispuesto en forma de caracol, de tal manera, que la separación entre ella y el rodete es mínima en la parte superior. Esta separación va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión; en algunas bombas existe, a la salida del rodete, una directriz de álabes que guía el líquido a la salida del impulsor antes de introducirlo en la voluta. La voluta también es un transformador de energía, ya que frena la velocidad del líquido, transformando parte de la energía dinámica creada en el rodete en energía de presión, que crece a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta, presión que se suma a la alcanzada por el líquido en el rodete.

En la ilustración 4 se puede apreciar el funcionamiento de la bomba centrífuga. Cabe destacar que debido a la estructura de la bomba centrífuga, aunque se produjera una diferencia de presión en el sistema, y la bomba no estuviera funcionando, el líquido podrá seguir pasando a través de ella gracias a su diseño abierto.

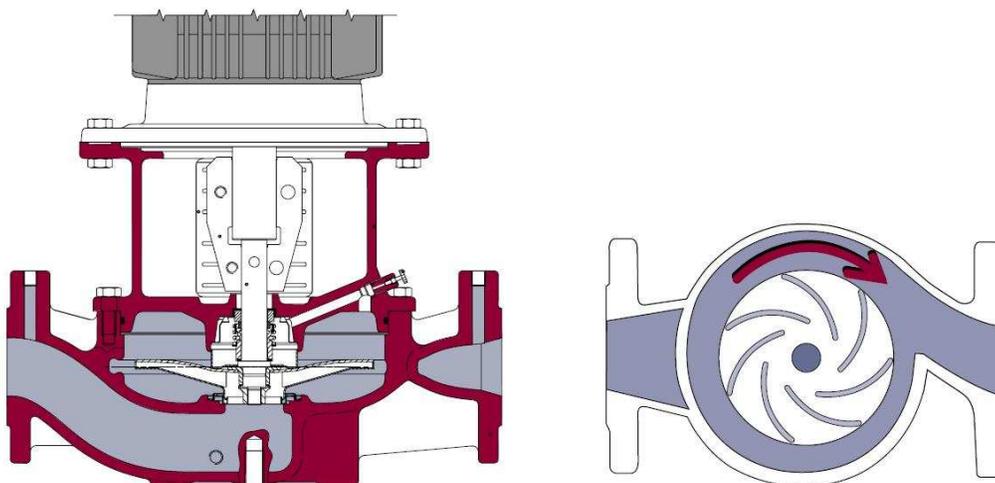


Ilustración 4. Funcionamiento de una bomba centrífuga.

Las principales variables que caracterizan a las bombas centrífugas son el caudal y la presión. Al tener un grupo de bombas, dependiendo de la configuración en que sean instaladas, tendremos un dominio total sobre el caudal o sobre la presión limitado solamente por la capacidad de la bomba.

El caudal se define como la cantidad de líquido que pasa a través de una sección, en este caso la bomba, en un periodo de tiempo determinado. Basado en esta definición se tienen dos tipos de caudal, el volumétrico y el másico. Referido a una bomba, el volumen de caudal es el volumen de fluido por unidad de tiempo que mueve la bomba, independiente de la densidad del líquido. La unidad de medida típica es m^3/h . Por lo general al referirse al caudal de una bomba, se está hablando de caudal volumétrico. El caudal másico se define como la masa que mueve una bomba por unidad de tiempo y se mide en kg/s . La temperatura del líquido influye sobre el caudal másico, debido a que la densidad del líquido se ve afectada por cambios de temperatura.

La presión se define como una medida de fuerza por unidad de área. Cuando se habla de un fluido, la presión total del líquido se puede descomponer en presión dinámica y presión estática.

$$p_{total} = p_{est} + p_{din} \quad \text{Ecuación 1}$$

La presión estática p_{est} , se define como la presión de un líquido sin movimiento. Se puede medir con un manómetro colocado de manera perpendicular a la cañería. La presión dinámica p_{din} , es la presión del líquido producido por la velocidad de este. No es posible medirla con un manómetro normal, sino que se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$p_{din} = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad \text{Ecuación 2}$$

donde:

ρ es la densidad del líquido en [kg/m³]

v es la velocidad del líquido en [m/s].

La unidad de medida de la presión es el pascal Pa N/m². Otras unidades de medidas que son utilizadas son: el bar, la atmosfera atm, mca y PSI lb/in².

Al momento de realizar una medición de presión es necesario considerar el punto de referencia. Esencialmente existen dos tipos de puntos de referencia: Presión absoluta y presión manométrica. La presión absoluta, p_{abs} , se define como la presión por encima del vacío absoluto, 0 atm, que es el cero absoluto para la presión. La presión manométrica es la presión por encima de la presión atmosférica normal (1 atm a nivel del mar). Normalmente, cuando se habla de presión, se está refiriendo a la presión manométrica, ya que la mayoría de las medidas de los sensores y manómetros miden la diferencia de presión entre el sistema y la atmosfera.

Si bien las bombas hidráulicas manejan el caudal y la presión del fluido en el sistema, es usual que el término de la presión sea reflejada en altura de elevación del fluido. La presión y la altura se relacionan de la siguiente forma:

$$H = \frac{p}{\rho g} \quad \text{Ecuación 3}$$

donde:

H es la altura [m]

p es la presión [Pa=N/m²]

ρ es la densidad del líquido en [kg/m³]

g es la aceleración de gravedad en [m/s²]

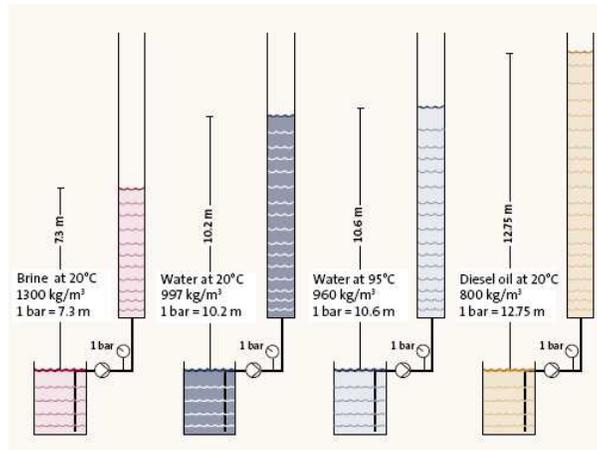


Ilustración 5. Cuatro líquidos sometidos a la misma presión.

La altura de elevación del líquido dependerá de la densidad del líquido, así los líquidos que presenten una densidad menor, alcanzarán una mayor altura, como se puede ver en la ilustración 5. Visto de otro punto de vista si se tienen dos líquidos impulsados a la misma altura, por ejemplo agua y mercurio se tendrá distinta presión en el sistema, específicamente en la brida de impulsión, siendo en el caso del mercurio 13,6 veces superior a la que se tendría con el agua. Adicional al aumento de presión en la brida de impulsión del líquido más denso, se tiene que para elevar una misma cantidad de líquido a una misma altura exigirá un consumo mayor de energía [2] [3] [4].

Para determinar la altura que puede alcanzar el líquido impulsada por la bomba, hay que plantear la ecuación general de la energía⁴ entre las bridas de aspiración e impulsión, como se puede ver en la ilustración 6:

$$H_m = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + (h_2 - h_1) + h_p \quad \text{Ecuación 4}$$

donde:

H_m es la altura manométrica [m] que debe impulsar la bomba.

P_2 presión en la brida de impulsión [Pa]

P_1 presión en la brida de aspiración [Pa]

v_2 velocidad del fluido en la brida de impulsión [m/s]

v_1 velocidad del fluido en la brida de aspiración [m/s]

h_2 altura geodésica del punto de medición en la impulsión [m]

h_1 altura geodésica del punto de medición en la aspiración [m]

ρ es la densidad del líquido en [kg/m³]

g es la aceleración de gravedad en [m/s²]

h_p es altura de pérdida [m] que representa las pérdidas del sistema ya sea por fricción o por válvulas o pérdidas menores del sistema.

⁴ La ecuación general de la energía es una extensión del teorema de Bernoulli. En el anexo 7.1 se presenta el teorema de Bernoulli.

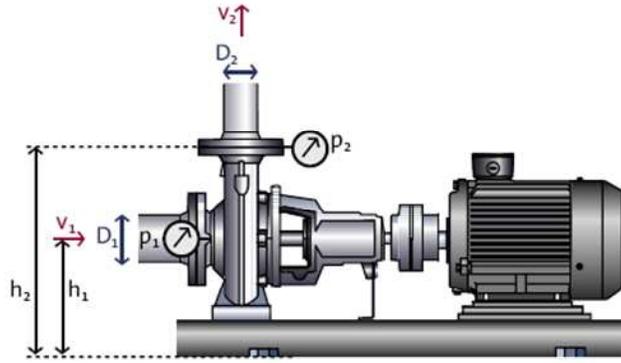


Ilustración 6. Variables a considerar en el teorema de Bernoulli en un sistema de bombeo.

El aporte de los términos cinéticos (v_2 y v_1) y potencial (h_1 y h_2) no son relevantes en comparación al aportado por las presiones en la bridas y pueden despreciarse, por lo que la altura manométrica que alcanza el líquido se puede calcular mediante:

$$H_m = \frac{P_2 - P_1}{g\rho} \quad \text{Ecuación 5}$$

Por lo que la altura manométrica puede ser medida se debe conectar a un manómetro diferencial entre la brida de impulsión y de aspiración.

2.2.2. Parte eléctrica, motor de inducción.

Las bombas hidráulicas son movidas por motores eléctricos de inducción. Este tipo de motor es el más utilizado actualmente, debido a su bajo costo de fabricación y mantenimiento, su diseño es compacto logrando una máxima potencia por unidad de volumen. Otro factor que ha hecho este tipo de motor tenga una fuerte presencia en el mercado es que gracias a los adelantos de la electrónica de potencia se han desarrollado métodos de control más precisos y sofisticados, posicionándolos por sobre los motores de corriente continua que eran los más utilizados en aplicaciones industriales [2].

El funcionamiento de la máquina de inducción como motor está basado en el traspaso total de la energía desde el estator hacia el rotor. Al alimentar el enrollado del estator desde una fuente trifásica, haciendo pasar corriente alterna por las bobinas las cuales producen un flujo electromagnético, se genera un campo magnético rotatorio de magnitud constante que gira a una velocidad síncrona ω_s , la que está relacionada con la frecuencia eléctrica entregada por la red. Dependiendo del número de polos de la máquina se tiene la siguiente relación entre la velocidad ω_s y la frecuencia angular ω de la red:

$$\omega_s = \frac{\omega}{p/2} \left[\frac{rad}{s} \right] \quad \text{Ecuación 6}$$

la frecuencia angular de la red está definida como se muestra en la ecuación 7:

$$\omega = 2\pi f \left[\frac{rad}{s} \right] \quad \text{Ecuación 7}$$

por lo que la velocidad síncrona de giro del campo magnético rotatorio queda expresada por la ecuación 8:

$$n_s = \frac{120f}{p} \text{ [RPM]}^5 \quad \text{Ecuación 8}$$

Donde: ω_s es la velocidad síncrona. $\left[\frac{rad}{s} \right]$

ω es la frecuencia angular de la red. $\left[\frac{rad}{s} \right]$

f es la frecuencia eléctrica de la red. [hz]

p es el número de polos.

La presencia del campo magnético rotatorio del estator, induce corrientes en las bobinas del rotor, las cuales provocan un campo magnético rotatorio que gira en el mismo sentido que el campo magnético del estator. Al interactuar estos campos magnéticos, las fuerzas electromagnéticas que genera cada uno producen un torque motriz en el eje de la máquina [2]. Para que exista el torque medio se debe cumplir que el ángulo que existe entre la fuerza y debe permanecer constante, lo que implica que:

$$\omega_s = \omega_r + \omega_m \quad \text{Ecuación 9}$$

Donde ω_s es la velocidad del campo magnético rotatorio del estator. $\left[\frac{rad}{s} \right]$

ω_r es la velocidad del campo magnético rotatorio del rotor. $\left[\frac{rad}{s} \right]$

ω_m es la velocidad mecánica del rotor. $\left[\frac{rad}{s} \right]$

El deslizamiento es un concepto que relaciona las velocidades de los campos magnéticos rotatorios del rotor y del estator. Mide cuan cerca se encuentra la velocidad de la máquina con respecto a la síncrona.

$$s = \frac{\omega_r}{\omega_s} = \frac{\omega_s - \omega_m}{\omega_s} = 1 - \frac{\omega_m}{\omega_s} \quad \text{Ecuación 10}$$

Cuando se conocen todos los parámetros del modelo de una máquina de inducción y la fuente de alimentación, el deslizamiento determina el punto de operación. Es por lo cual esta variable se utiliza para definir el estado de la máquina. En efecto, la máquina actuará como motor si $0 < s < 1$; como generador si $s < 0$ y como freno si $1 < s$.

⁵ La unidad de medida frecuencia angular es el [rad/seg], para obtener la unidad de medida en [RPM] se debe dividir por la constante $2\pi/60$.

Es posible representar la máquina de inducción mediante un modelo equivalente:

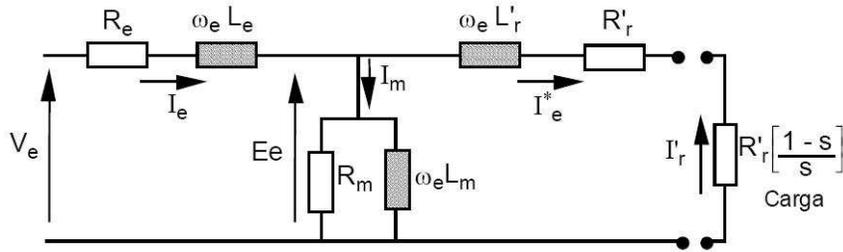


Ilustración 7. Diagrama equivalente del motor de inducción referido al estator.

Este diagrama equivalente está referido al estator. Las resistencias R_e y R'_r representan las pérdidas del enrollado, las inductancias $\omega_e L_e$ (X_e) y $\omega_e L'_r$ (X'_r) modelan las pérdidas por flujos de fuga de estator y rotor⁶ respectivamente. La rama paralela en el estator representa las pérdidas en vacío, pérdidas por roce y otras pérdidas adicionales. La expresión $R'_r \left[\frac{1-s}{s} \right]$ representa la carga mecánica de la máquina. [2]

La potencia transferida al eje es la diferencia entre la potencia transferida al rotor y las pérdidas que se producen en forma de calor. Esto queda representado para una máquina trifásica como:

$$P_{mec} = P_{rotor} - P_{perd} = 3 \cdot R'_r \left[\frac{1-s}{s} \right] \cdot (I'_r)^2 \quad \text{Ecuación 11}$$

De la ecuación 3 y 5 es posible obtener la expresión para el torque eléctrico:

$$T_{3\phi} = \frac{P_{mec3\phi}}{\omega_m} = \frac{3 \cdot R'_r \left[\frac{1-s}{s} \right] \cdot (I'_r)^2}{(1-s) \cdot \omega_s} = \frac{3 \cdot R'_r \cdot (I'_r)^2}{\omega_s \cdot s} \quad \text{Ecuación 12}$$

Tomando el módulo de la corriente I'_r , obtenida de resolver el diagrama equivalente de la máquina de inducción y reemplazándola en la ecuación 12 se tiene:

$$|I'_r| = \frac{V_e}{\sqrt{\left(R_e + \frac{R'_r}{s} \right)^2 + (X_e + X'_r)^2}} \quad \text{Ecuación 13}$$

$$T_{3\phi} = \frac{3 \cdot R'_r}{s \omega_s} \frac{V_e^2}{\left(R_e + \frac{R'_r}{s} \right)^2 + (X_e + X'_r)^2} \quad \text{Ecuación 14}$$

⁶ Para obtener el valor real de la resistencia R_r y de la inductancia $\omega_r L_r$ es necesario dividirlo por la razón al cuadrado entre las espiras del estator y del rotor.

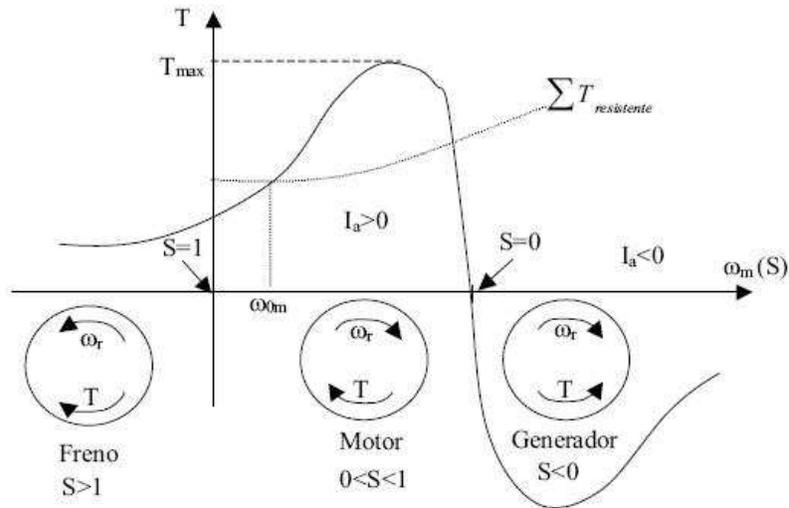


Ilustración 8. Curva Torque-velocidad.

Como se puede apreciar en la ilustración 8, el torque comienza a aumentar desde la partida hasta llegar a un máximo que se produce alrededor de un 95% del deslizamiento. Pasado este punto el torque desciende abruptamente debido a que la velocidad del rotor iguala la velocidad síncrona, con lo que los flujos magnéticos enlazados no varían en el tiempo, las corrientes en el rotor desaparecen y el torque generado es cero. Si la velocidad de giro del rotor aumenta, la máquina comienza a comportarse como un generador.

2.2.3. Curvas características.

El comportamiento de un sistema hidráulico, conformado por una o más bombas, se ve caracterizada por una serie de curvas que describen su comportamiento durante toda su operación. Estas curvas se trazan en función a un caudal y una velocidad de giro constante.

a. Curva de altura vs Caudal.

La curva Caudal-Altura es conocida como la curva característica, recoge todas las posibles combinaciones de caudal (Q) y presión o altura (H), que una determinada bomba puede proporcionar a velocidad constante.

Es común que para un mismo tipo de bomba existan modelos similares que cubran distintas zonas caudal y altura, como por ejemplo las que se muestra en la ilustración 9.

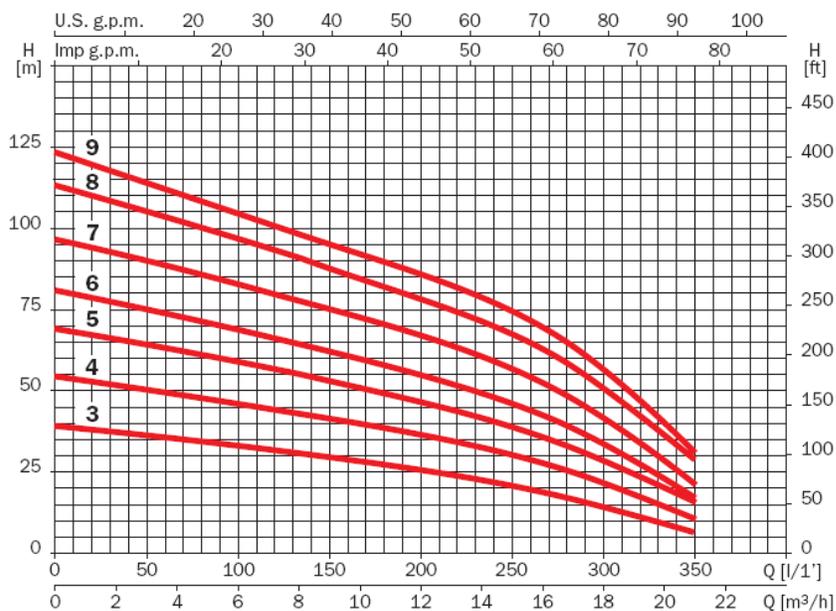


Ilustración 9. Curvas características Caudal – Altura, para las bombas espa modelo Pres-line VE 121_X⁷

Si bien cada curva tiene un amplio rango de funcionamiento, se recomienda siempre utilizar la curva en el sector medio, delimitando las zonas de alto y bajo caudal

Los fabricantes de bombas especifican sus datos referidos a la altura de elevación tomando como fluido de referencia el agua a 20° C. Si se quisiera impulsar otro tipo de fluido se debe ajustar la curva de la bomba.

b. Curva de potencia

La curva de potencia en función del caudal, muestra la potencia eléctrica según el caudal entregado. Es importante aclarar en qué parte del conjunto motor-bomba se está midiendo la potencia, ya que existes tres puntos a considerar, los cuales se pueden apreciar en la ilustración 10.

- P₁ es la potencia absorbida por el motor desde la red eléctrica. Corresponde a la cantidad de potencia que debe pagar el consumidor.

$$P_1 = \sqrt{3}V_{ff}I_L \cos(\phi) \quad \text{Ecuación 15}$$

P₁: Potencia eléctrica absorbida por el sistema, [W]

V_{ff}: Voltaje fase-fase [V]

I_L: Corriente de línea [A].

Cos(φ): Factor de potencia

⁷ El número de cada curva indica la cantidad de etapas que conforman la bomba, la anotación del modelo es del tipo VE 121-X, donde la X indica el número de etapas que tiene.

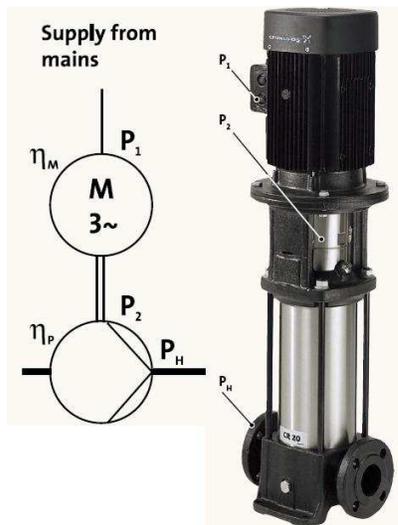


Ilustración 10. Identificación de distintos niveles de consumo de potencia y rendimiento en un sistema motor-bomba

- P_2 es la potencia de salida del motor, dicho en otras palabras es la potencia en el eje del motor.

$$P_2 = \eta_m P_1 \quad \text{Ecuación 16}$$

P_2 : Potencia eléctrica en el eje del motor, [W]

η_m : Rendimiento motor

P_1 : Potencia eléctrica absorbida por el sistema, [W]

- P_h es la potencia hidráulica, es decir la potencia que la bomba transfiere al líquido en forma de caudal y altura.

$$P_H = \rho g Q H \quad \text{Ecuación 17}$$

$$P_H = \eta_b P_2 \quad \text{Ecuación 18}$$

P_H : Potencia hidráulica, [W]

ρ : Densidad del líquido⁸, [$\frac{kg}{m^3}$]

g : Aceleración de gravedad, [$\frac{m}{s^2}$]

Q : Caudal impulsado, [$\frac{m^3}{s}$]

H : Altura de elevación, [m]

η_b : Eficiencia bomba

Por lo general en los catálogos de las bombas se indica la potencia P_2 , pero existen ciertos casos donde se indica P_h o P_1 .

⁸ La densidad del agua es aproximadamente de $1000[\frac{kg}{m^3}]$.

Muy relacionado con el concepto de la potencia del sistema, está el rendimiento. Por lo general se especifica el rendimiento hidráulico, el cual viene determinado por diversos factores, por ejemplo la forma de la carcasa de la bomba, el diseño del impulsor y el difusor, y la rugosidad de la superficie.

Para el conjunto motor-bomba es necesario considerar en el rendimiento total (η_T) el rendimiento de la bomba (η_b) y el rendimiento del motor (η_m)⁹.

$$\eta_T = \eta_b \cdot \eta_m = \frac{P_H}{P_2} \cdot \frac{P_2}{P_1} \quad \text{Ecuación 19}$$

Por lo general las curvas de potencia y rendimientos son dibujadas en un mismo gráfico, como se puede ver en la ilustración 11. Es importante notar que el gráfico indicado se realiza en función al caudal con una velocidad de giro constante del motor.

El valor de la eficiencia es cero cuando el caudal es cero. A medida que el caudal aumenta, la eficiencia aumenta hasta un valor máximo, denominado punto máximo de rendimiento. A partir de este punto cuando aumenta el caudal, la eficiencia disminuye.



Ilustración 11. Curva de potencia y rendimiento del conjunto versus en caudal.

2.2.4. Sistemas de partidas de motores.

Sin lugar a dudas, uno de los temas que se deben considerar en sistemas de máquinas accionadas por motores eléctricos es el método de partida.

Controlar el arranque de los motores implica lograr una limitación de los valores máximos de corriente que se producen en las partidas, las cuales ocasionan una reducción de la vida útil del motor y reducen las perturbaciones en el voltaje de la red de baja tensión.

En las siguientes ecuaciones diferenciales se representa el comportamiento dinámico del motor:

$$T_{ac} = T_{mec}(s) - T_r(s) \quad (20)$$

$$T_{ac} = J \frac{\partial \omega_m}{\partial t} = J \frac{\partial(1-s)\omega_s}{\partial t} = -J\omega_s \frac{\partial s}{\partial t} \quad (21)$$

⁹ En el caso de tener sistemas de control electrónicos es necesario incluir el rendimiento del dispositivo eléctrico en el rendimiento total del sistema.

$$T_{mec}(s) - T_r(s) = -J\omega_s \frac{\partial s}{\partial t} \quad (22)$$

En que:

T_{ac} : torque acelerante

T_{mec} : torque mecánico producido por el motor.

T_r : torque resistente del sistema

J : momento de inercia del conjunto motor-máquina

ω_s : velocidad angular del campo magnético rotatorio del estator

s : deslizamiento del motor de inducción.

En las partidas de motores de inducción pueden ocurrir las siguientes situaciones:

- a) $T_{mec} \leq T_r$; En este caso la máquina no parte, el rotor se encuentra detenido o bloqueado. La corriente es varias veces superior a la nominal y si esta corriente perdura en el tiempo, la máquina termina con serios daños por calentamiento excesivo.
- b) $T_{mec} > T_r$; en este caso el torque acelerante es positivo, lo que produce un incremento de la velocidad del rotor hasta que se equilibran los torques. En este punto la velocidad alcanzada es muy cercana a la síncrona y entonces la corriente disminuye a un nivel que permite la operación en régimen permanente.

Existe un tipo de carga mecánica que, a baja velocidad, no ofrece una importante resistencia y su torque mecánico se incrementa paulatinamente con la velocidad. En este caso, es posible utilizar un sistema de arranque a tensión reducida, logrando disminuir la magnitud de la corriente en el motor durante un régimen transiente. Un arranque a tensión reducida incrementa el tiempo de aceleración de la máquina y su carga mecánica, pero las corrientes disminuyen en la misma proporción que la tensión aplicada.

Por otro lado el torque eléctrico está relacionado con el cuadrado de la tensión de alimentación, por lo que una baja de la tensión podría ocasionar que la máquina fuera incapaz de acelerar la carga mecánica.

De acuerdo a lo referido a la tensión, se tienen métodos de partida que son a tensión nominal y tensión reducida. Los métodos de partidas más comunes son:

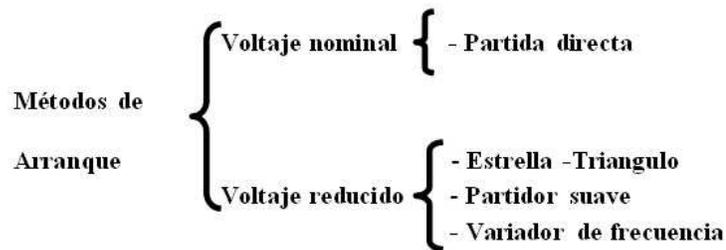


Ilustración 12. Clasificación de los métodos de partida según la tensión de partida.

2.2.5. Conexión de sistemas de bombas

Usualmente un sistema de bombeo está constituido por más de una bomba. Dependiendo de la forma de la configuración del conexionado hidráulico de las bombas se tendrán distintos resultados. Por ejemplo existen casos en que los requerimientos de un sistema son variables haciendo ineficiente satisfacerlo con solo una bomba. En estos casos es preferible tener bombas conectadas en serie o en paralelo las cuales van entrando al sistema según sea el requerimiento.

a. Bombas conectadas en paralelo.

Un sistema de bombas conectadas en paralelo tiene en común el punto de aspiración y el de impulsión. La conexión en paralelo permite un aumento de caudal que impulsa el sistema de bombas sin modificar la altura de impulsión.

Este tipo de conexión se utiliza cuando se tiene un sistema que requiere un caudal variable, los cuales se van cumpliendo encendiendo y apagando las bombas. También se utilizan cuando una bomba no cumple con el caudal necesario pero si con la altura de trabajo del sistema.

La altura total del sistema es limitada según la altura propia de cada bomba, pudiendo satisfacer la altura máxima únicamente con el caudal de las bombas que alcancen esta altura. El caudal total del sistema es la suma individual del caudal de cada bomba, es decir:

$$Q_T = \sum_{i=1}^n Q_i$$

Ecuación 23

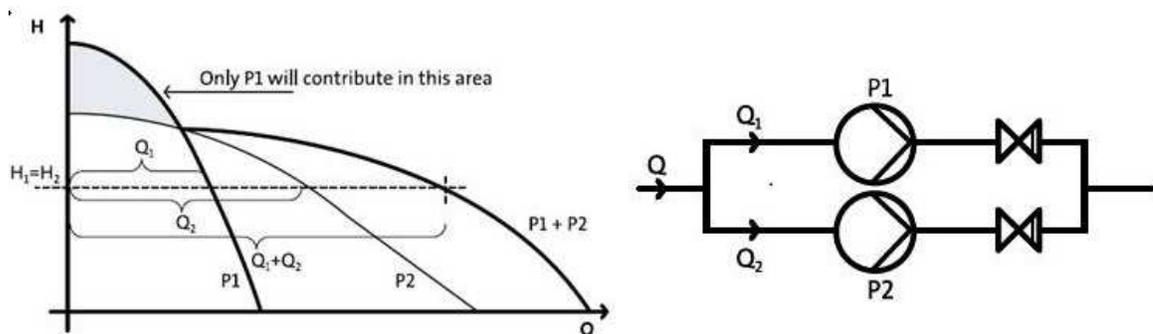


Ilustración 13. Conexión y curva del sistema de bombas en paralelo

Como se aprecia en la ilustración 13 el segmento celeste solo puede ser abastecida por la bomba P1, ya que es la única que puede cubrir esta altura. Bajo este nivel las dos bombas del sistema pueden cubrir el caudal y la altura requerida por el sistema.

b. Bombas conectadas en serie.

Un sistema de bombas en serie conecta la succión de una bomba con la impulsión de la bomba aguas abajo. Esta forma de conexión permite un aumento de altura o presión del sistema. Los rangos del caudal no se ven modificados.

El caudal total del sistema es limitado según el caudal propio de cada bomba, puede ocurrir en cierto caso que el caudal requerido solo pueda ser cumplido por solo una bomba, ya que estará fuera del rango de la otra bomba. La altura total del sistema es la suma individual de la altura de cada bomba, es decir:

$$H_T = \sum_{i=1}^n H_i$$

Ecuación 24

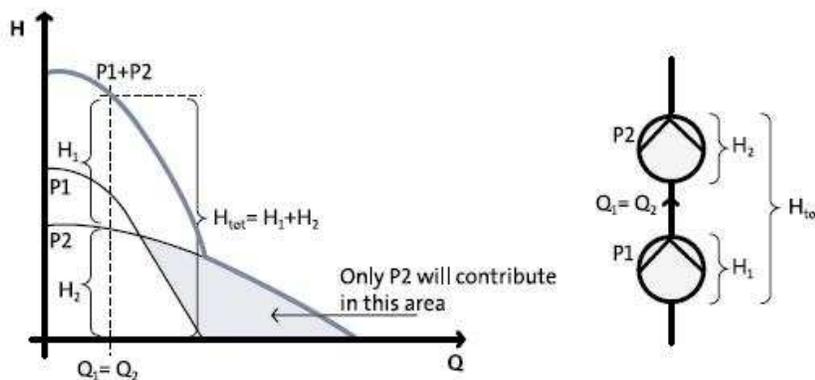


Ilustración 14. Curva de sistema y conexionado de bombas en serie.

Como se aprecia en la ilustración 14 el segmento celeste solo puede ser abastecido por la bomba P2, ya que es la única que puede cubrir este caudal. En el resto de la curva las dos bombas del sistema pueden cubrir el caudal y la altura requerida por el sistema.

2.3. Tipos de control de bombas e instrumentación del sistema.

En este capítulo se abordan los temas del control de las bombas para ajustar su rendimiento y adaptación a los requerimientos del sistema. Además se realiza una descripción de los diferentes instrumentos de medición que se utilizan en los sistemas de elevación de agua.

2.3.1. Control de bombas y ajuste de rendimiento.

Existen diferentes formas de diseñar un sistema de elevación de aguas para un edificio. El diseño ira variando según los criterios que se consideren, por ejemplo se pueden tener equipos económicos, de máxima confiabilidad, energéticamente eficientes, de calidad etc. Siempre se busca tener un diseño que considere todos estos factores o al menos una combinación que abarque lo máximo de cada uno de esto.

Para obtener un equipo que sea energéticamente eficiente se debe tener en cuenta la potencia de trabajo de la bomba y por sobre todo que el punto de servicio de la bomba este

lo más cercano al rendimiento máximo de la bomba, en caso contrario el consumo del sistema será innecesariamente alto. Este punto de servicio es conocido como el *punto de mejor eficiencia* [11], el cual está asociado al punto de trabajo nominal del sistema.

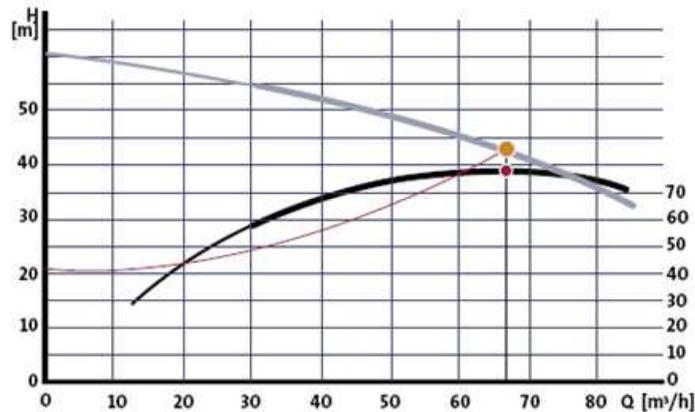


Ilustración 15. Punto de mejor eficiencia.

En la práctica los sistemas de bomba están sobre dimensionados, especialmente los que presentan un caudal y altura variable como por ejemplo es el caso del consumo de agua en los edificios. La variabilidad del sistema produce que el punto de trabajo nominal no se cumpla en todo momento, es más, puede ocurrir que se esté en este punto de trabajo por muy cortos periodos. Para estos casos es posible implementar métodos que adapten los puntos de trabajo del sistema para así limitar el caudal o la presión de la bomba. Dentro de los principales métodos de control de punto de trabajo se tiene: control por estrangulamiento, control por derivación, control por cambio de diámetro del impulsor, control por cambio de velocidad. Todos estos métodos se pueden implantar continuamente durante el funcionamiento, excepto el método de cambiar el diámetro del impulsor. [4][12]

2.3.2. Control por estrangulamiento

Como su nombre lo indica, este método de control se basa en ajustar el punto de operación mediante la estrangulación. Esto se logra instalando una válvula de corte (ya sea del tipo mariposa, de bola, de compuerta, etc), la cual se estrangula de manera de reducir el caudal.

El sistema de control está basado en que al agregar la válvula se añade una resistencia extra y eleva la curva del sistema a una posición superior. En este caso se puede utilizar la válvula para limitar el caudal al máximo.

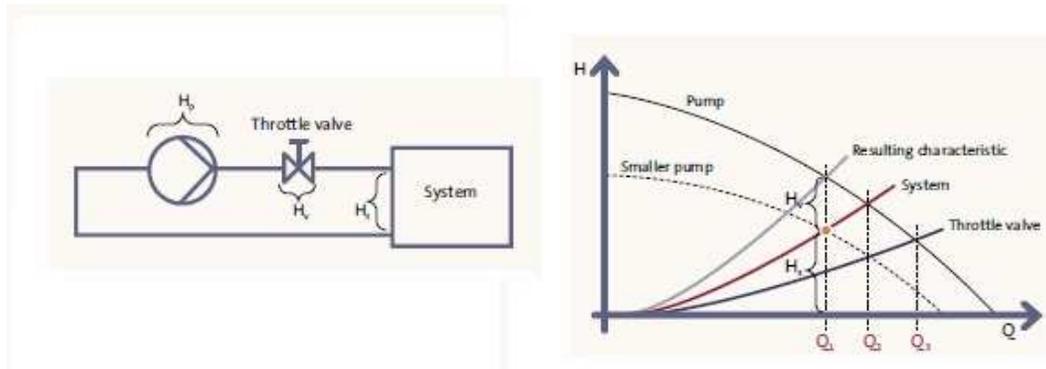


Ilustración 16. Control por estrangulamiento

Como se puede apreciar en la ilustración 16, al existir esta válvula de estrangulamiento, limitará el caudal máximo el cual nunca podrá ser superior a Q_3 aunque la curva de sistema fuera completamente plana (caso ideal que no existan pérdidas). Al cambiar el punto de caudal de trabajo del sistema, se producirá un aumento en la altura necesaria para este sistema en particular, ya que para el punto de trabajo mostrado en la figura, se requeriría un caudal Q_1 y una altura H_s , pero la curva característica de la bomba nos indica que para el caudal Q_1 se tendrá una altura de $H_s + H_v$. En este caso se muestra una línea punteada que describe la curva de una bomba de menor tamaño que cumple con el punto de caudal deseado a una menor altura.

2.3.3. Control por derivación.

Este método de control está basado en utilizar una válvula de derivación en paralelo con la bomba. Este tipo de instalación permitirá tener un caudal mínimo en la bomba, independiente de las características del sistema. Aquí la curva de sistema complementada con la curva de la válvula de derivación entregará como resultado una nueva curva de sistema, que a diferencia del caso del control por estrangulamiento, esta permite tener un mayor caudal, pero con una menor altura. Se podría decir que este tipo de control se utiliza cuando se quiere reducir la altura de elevación del sistema.

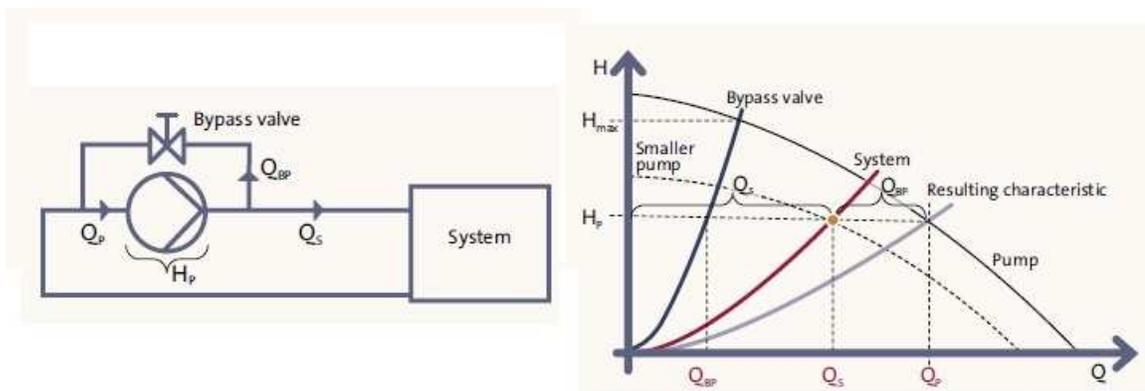


Ilustración 17. Control por derivación.

En la ilustración 17 se muestra que la curva resultante tiene una pendiente menor que la original del sistema. En este caso el caudal resultante para el nuevo punto de trabajo es la suma que pasa por el Bypass y el caudal del sistema, es decir $Q_s + Q_{bp}$. La válvula de derivación le impondrá una altura máxima al sistema. En este caso se muestra en una línea punteada como debería ser la curva característica de la bomba para satisfacer el punto de trabajo.

2.3.4. Control por velocidad de giro.

El control de la velocidad de giro de la bomba se realiza por medio de un variador de frecuencia, y es considerado el más eficaz para ajustar los puntos de trabajo de la bomba cuando se trata de sistemas de caudal variable.

La *Ley de Afinidad* es el concepto principal que se utiliza para el control de las bombas mediante la variación de la velocidad. Esta ley muestra la relación matemática que existe entre el caudal de trabajo, altura de elevación y potencia consumida al ir variando la velocidad de giro o el diámetro del impulsor.

Mediante la ley de afinidad se muestra que incluso una pequeña reducción en el caudal se convertirá en reducciones importantes de potencia, transformándose en la base de los ahorros energéticos. A continuación se muestra la ley de afinidad para la velocidad¹⁰

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right) = \left(\frac{D_1}{D_2}\right); \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2; \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3; \quad \frac{\eta_1}{\eta_2} \cong 1 \quad \text{Ecuación 25}$$

Estas relaciones se pueden ver gráficamente en la ilustración 18.

Dadas dos velocidades de giro n_1 y n_2 , caudales Q_1 y Q_2 , presiones H_1 y H_2 , y potencias absorbidas P_1 y P_2 , estas relaciones se cumplen siempre, con rendimiento hidráulico igual en ambas velocidades. Por ejemplo, si la velocidad inicial es del 100% de la velocidad nominal, y si se consideran como base el caudal, la altura y presión del caso base, y reducimos la velocidad a la mitad del caso base, se tiene:

$$\text{Si } n_1 = 2n_2 \Rightarrow Q_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right) Q_1 \rightarrow Q_2 = \left(\frac{1}{2}\right) Q_1 \quad \text{Ecuación 26}$$

$$\Rightarrow H_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 H_1 \rightarrow H_2 = \left(\frac{1}{4}\right) H_1 \quad \text{Ecuación 27}$$

$$\Rightarrow P_2 = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 P_1 \rightarrow P_2 = \left(\frac{1}{8}\right) P_1 \quad \text{Ecuación 28}$$

¹⁰ La ley de afinidad para el cambio de diámetro tiene el mismo comportamiento que para el cambio de velocidad.

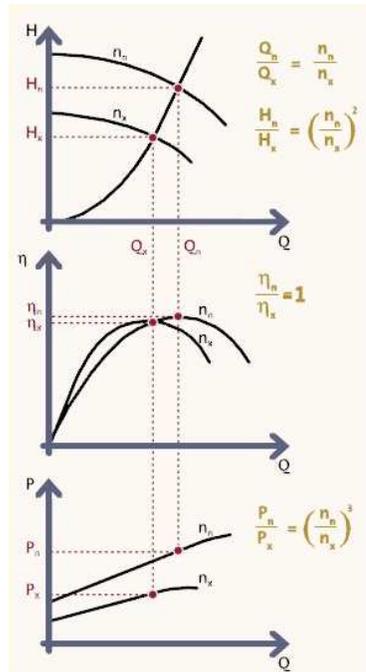


Ilustración 18. Grafico por control de velocidad.

Por ejemplo si se disminuye la velocidad de giro del motor de una bomba centrífuga a la mitad, el caudal impulsado es la mitad del original, la altura manométrica obtenida es un 25% de la original, y la potencia consumida es un 12.5% de la inicia, manteniéndose el rendimiento de la bomba

Este último dato es de particular importancia ya que permite apreciar el gran efecto que tiene una reducción de velocidad en el consumo de potencia. Esto, junto al ahorro asociado a la ausencia de altas corrientes de partida durante la partida suave característica de los variadores de frecuencia, constituye los principales argumentos en cuanto a eficiencia energética se refiere.

Como se puede ver en la ecuación 29, el rendimiento a velocidad reducida es aproximadamente igual al rendimiento de velocidad nominal. Para obtener el valor exacto del rendimiento se puede utilizar la siguiente formula, la cual solo es válida para velocidades reducidas hasta un 50% de la velocidad nominal.

$$\eta_x = 1 - (1 - \eta_n) \left(\frac{n_n}{n_x} \right)^{0,1} \quad \text{Ecuación 29}$$

Si se quiere conocer exactamente cuánta energía se puede ahorrar reduciendo la velocidad de la bomba, se debe tener en cuenta el rendimiento del convertidor de frecuencia y del motor.

Otro beneficio del control de velocidad es que permite ampliar el rango de trabajo de la bomba, a diferencia de los otros métodos que solo la reducen, esto se logra aplicándole una mayor aceleración a eje de la bomba. Claramente esta aceleración está limitada y no permite grandes aceleraciones por sobre la velocidad nominal.

2.3.5. Control por interruptores de presión.

Es posible realizar un método de control a las bombas utilizando interruptores de presión eléctricos¹¹ o presostatos. Este método se basa en instalar un presostato por cada bomba que se quiera controlar de manera de poder automatiza el encendido y el apagado de cada bomba en relación con la presión que tenga el sistema.

En este caso se utiliza un presostato hidráulico el cual tiene un sistema de regulación de presión de manera de seleccionar el intervalo o ventana de trabajo de las bombas. Este rango de presión puede ser regulado mediante un tornillo el cual aumenta o disminuye esta venta de presión bajo los cuales se activará o desactivara la bomba. Además cuenta con un conmutador inversor unipolar (SPDT), el cual funciona de acuerdo al ajuste del presostato y de la presión reinante en la conexión de entrada. En la ilustración 19 se puede ver un tipo de presostato [8][9]:

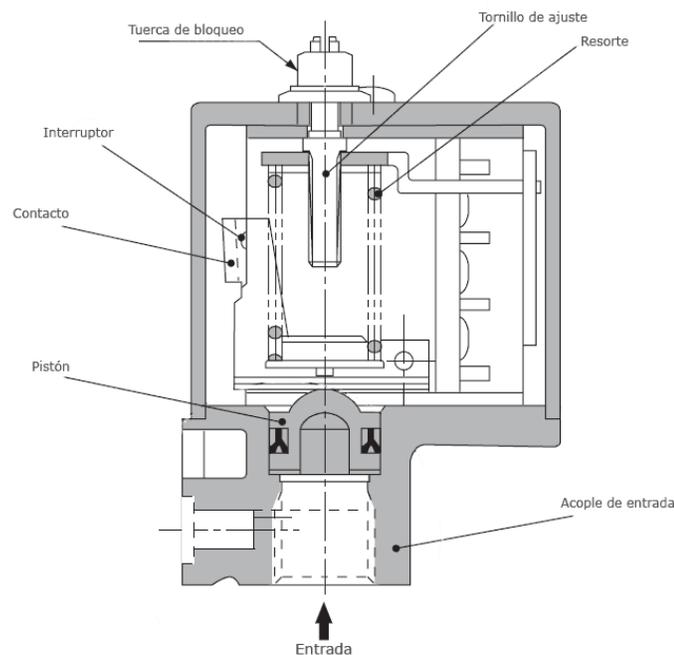


Ilustración 19. Interruptor de presión o presostato.

Para este tipo de control las bombas funcionarán entre dos presiones, una de partida y una de corte, por lo que el sistema no tendrá una presión estable constante pero si tendrá presión dentro de un rango por lo cual los caudales que puede entregar esta bomba también se ve limitado.

¹¹ El interruptor de presión es un dispositivo de conmutación que está diseñado para iniciar una conexión o desconexión eléctrica según sea la presión que esta censando en el sistema. Dentro de los interruptores de presión se tienen los hidráulicos y los neumáticos

2.3.6. Control por cambio de diámetro del impulsor.

Si bien este método es más un cambio de diseño que un método de control, en la literatura de equipos de elevación de aguas por lo general se presenta como una método de control. Este método consiste en modificar el diámetro del impulsor, con lo que se estará reduciendo los puntos de trabajo de la bomba. Como se vio anteriormente, esta forma de control también está asociada a ley de afinidad. Pero a diferencia de la variación por velocidad, en este caso el rendimiento de la bomba si disminuirá al reducir el diámetro del impulso, salvo en casos que la reducción no supere un 80% de la reducción nominal, que aquí el rendimiento solo se reduce unos pocos puntos de porcentaje.

A diferencia de los otros tres métodos vistos anteriormente, el control por cambio de diámetro del impulsor, no se puede manipular con la bomba en funcionamiento. Sino que el cambio se debe hacer con la bomba apagada, y requerirá un trabajo considerable el cambiar el impulsor. Es debido a esto que para los casos que se tiene un caudal variable en el tiempo, no es recomendable tener este tipo de control.

Los sistemas de control por velocidad de giro y por presostatos, son sistemas automáticos y una vez que se les pone en marcha no es necesaria una intervención de algún usuario para que el sistema funcione de manera controlada. Es debido a esto que estos tipos de control son utilizados para sistemas que varían sus requerimientos de caudal y presión de manera reiterada a lo largo del tiempo.

2.4. Variador de velocidad.

Como se mencionó anteriormente, el motor asincrónico es uno de los más utilizados en la industria debido a su bajo precio y alta eficiencia [13]. Sin embargo su empleo para algunas aplicaciones, como por ejemplo utilizar distintas velocidades de giro del motor, es muy restringido debido a que para ya que con la fuente de alimentación queda definida su frecuencia y voltaje, y según el modelo de motor quedara definida su potencia y su número de polos, por lo que los motores girarán a velocidad fija, por lo que para este tipo de aplicaciones se prefieren motores menos eficientes y más caros. Este problema se vio resuelto con la aparición de los variadores de velocidad.

Los variadores de velocidad son dispositivos que pueden ser mecánicos, hidráulicos, eléctricos o electrónicos empleados para controlar la velocidad giratoria de una máquina, usados principalmente en motores. Los variadores de velocidad son utilizados en una amplia gama de aplicaciones industriales, como en ventiladores y equipo de aire acondicionado, equipo de bombeo, bandas transportadoras y transportadores industriales, ascensores, etc.

Usualmente un variador de velocidad está compuesto por la combinación de un motor eléctrico y el controlador que se emplea para regular la velocidad del mismo. Dentro de los principales tipos de variadores de velocidad se tiene [14]:

a. Variadores mecánicos:

a.1) Variador de paso ajustable: utilizan poleas y bandas en las cuales el diámetro de una o más poleas puede ser modificado.

a.2) Variador de tracción: mediante la utilización de rodillos metálicos transmiten potencia. La relación de velocidad de entrada/salida se ajusta moviendo los rodillos para cambiar las áreas de contacto entre ellos y así la relación de transmisión.

b. Variadores hidráulicos

b.1) Variador hidrostático: consta de una bomba hidráulica y un motor hidráulico. Una revolución de la bomba o el motor corresponde a una cantidad bien definida de volumen del fluido manejado. De esta forma la velocidad puede ser controlada mediante la regulación de una válvula de control, o bien, cambiando el desplazamiento de la bomba o el motor.

b.2) Variador hidrodinámico: su funcionamiento está basado en la transmisión del par mecánico entre un impulsor de entrada, que está sobre un eje de velocidad constante, y un rotor de salida, ubicado sobre un eje de velocidad variable. Para la transmisión se utiliza aceite hidráulico.

c. Variadores eléctrico-electrónicos.

c.1) Variador para motor de corriente continua: Usado en motores de corriente continua del tipo serie, derivación y compuesto. Para cualquiera sea el tipo de las máquinas mencionadas anteriormente se tiene que [15]:

$$E = K_E n \Phi \quad \text{Ecuación 30}$$

Donde:

E es la f.e.m.

K_E es una constante que dependerá de cada máquina.

n la velocidad mecánica

Φ flujo magnético producido por el campo.

De aquí se desprende que la f.e.m. puede regularse variando la velocidad de giro del rotor o cambiando el flujo inductor mediante el ajuste de la corriente de excitación de los polos. Por otro lado si se despeja la ecuación antes vista, se puede deducir que la velocidad mecánica del motor es directamente proporcional a la f.e.m. e inversamente proporcional al flujo magnético, el cual dependerá de la corriente de excitación, por lo tanto se podrá manipular la velocidad controlando la f.e.m. o la corriente de excitación.

c.2) Variador por corrientes de Eddy: Está compuesto por un motor de velocidad fija y un embrague de corrientes de Eddy. El embrague contiene un rotor de velocidad fija (acoplado al motor) y un rotor de velocidad variable, separados por un pequeño entrehierro. Además presenta una bobina de campo mediante la cual es posible regular la corriente la que produce el campo magnético que determina el par mecánico transmitido del rotor de entrada al de salida. El control de la velocidad de salida de este tipo de variadores generalmente se realiza por medio de lazo cerrado, utilizando como elemento de retroalimentación un tacómetro de corriente alterna.

c.3) Variador de deslizamiento: Utilizado únicamente para los motores de inducción del tipo rotor devanado. Su sistema de control está basado en la siguiente fórmula:

$$n_{mec} = \frac{120f(1-s)}{p} \quad \text{Ecuación 31}$$

Donde:

n_s es la velocidad mecánica

f es la frecuencia de la red

s es el deslizamiento

p es el número de polos del motor.

Como se puede apreciar la velocidad mecánica del motor dependerá del deslizamiento, al aumentar la resistencia del devanado del rotor o si reducimos el voltaje en el devanado del rotor, se logra un control sobre el deslizamiento por cual también un control en la velocidad de este. Este tipo de variadores es de menor eficiencia que otros, razón por la cual en la actualidad tiene muy poca aplicación [16].

c.4) Variadores de frecuencia: Como su nombre lo dice, permiten controlar la velocidad tanto de los motores de inducción como de los motores síncronos mediante el ajuste de la frecuencia de alimentación al motor. A continuación se detallara con mayor profundidad este tipo de variador de velocidad.

2.4.1. Variador de frecuencia.

El método de variar la frecuencia consiste en que la alimentación del estator sea una tensión que se va variando en conjunto con la frecuencia, es decir haciendo que el cociente v_1/f_1 sea constante, para así lograr mantener inalterable el flujo magnético de la maquina y evitar saturaciones. Para lograr esto existen dos métodos; el primero se emplean dos convertidores electrónicos, uno para rectificar la corriente alterna CA de la red y transformarla en corriente continua CC que va seguido de un inversor para convertir la CC en CA de frecuencia y tensión variable. El segundo caso emplea cicloconvertidores, en los cuales se efectúa la transformación de la CA de la red en una CA de tensión y frecuencia variable sin pasar por la etapa intermedia de CC. Los cicloconvertidores son utilizados para

controlar bajas velocidades en sistemas de altas potencias, debido que al no contar con el convertidor de corriente, el rendimiento es mayor.

Los variadores de frecuencia más comunes constan principalmente de los mismos bloques funcionales. En palabras simples, en primer lugar el convertidor de frecuencia rectifica la tensión de la red trifásica por medio de un grupo rectificador controlado compuesto por tiristores. La energía se almacena en el circuito intermedio gracias al condensador que posee. En el tercer bloque, conocido como inversor entrega una señal alterna con amplitud y frecuencia diferente a la de la entrada. El diagrama de bloques se puede apreciar en la ilustración 20.

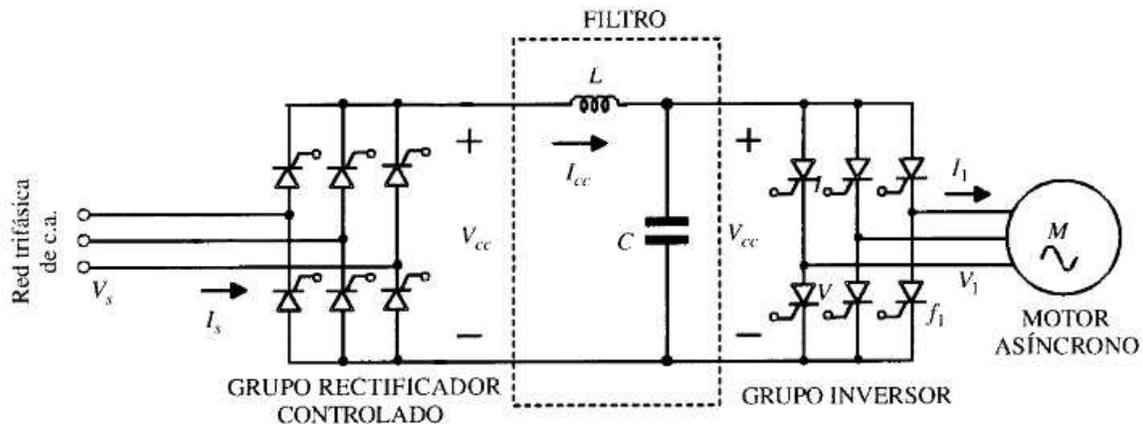


Ilustración 20. Diagrama de bloques de un variador de frecuencia.

La tensión de salida de un convertidor de frecuencia no es sinusoidal como la tensión normal de la red de alimentación. La tensión suministrada al motor está formada por impulsos de ondas cuadradas, la ilustración 21 da cuenta de esto. El valor medio de estos impulsos forma una tensión sinusoidal que tiene la frecuencia y la amplitud deseada. Para evitar la generación de ruido en los devanados del motor, es preferible utilizar un convertidor de frecuencia con una frecuencia de conmutación por encima del rango de audición (16 kHz aprox).

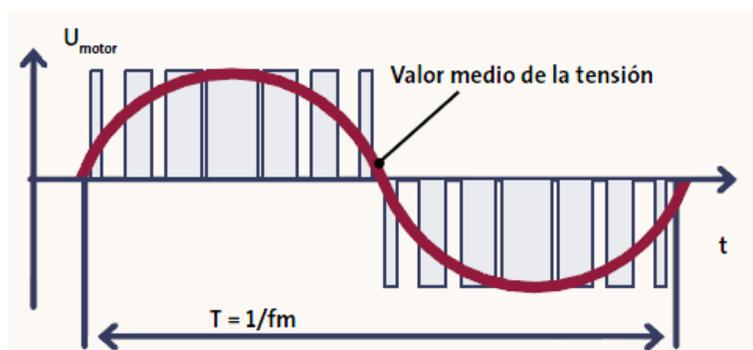


Ilustración 21. Voltaje de salida de un variador de frecuencia.

Este principio de funcionamiento del inversor se denomina control por modulación por duración de un impulso o PWM¹² y es el principio de control que más se utiliza en los convertidores de frecuencia para equipos de bombeo o ventilación [4].

Existen además otros métodos para variar la frecuencia, por ejemplo se tiene el *Inversor de la fuente de intensidad* que tiene un diseño simple y robusto, resulta muy fiable pero la señal de la salida tiene mucho ruido eléctrico y además induce transitorias de tensión en el motor.

También existe el variador de frecuencia por *Control por vector de flujo* el que tiene una regulación extremadamente fina. Es un sistema muy sofisticado que se usa para aplicaciones de precisión como molinos de papel. Este tipo de variador no se utiliza en equipos de elevación de agua debido a que es demasiado costo y sus capacidades no son utilizadas en su plenitud [1].

Otra característica que es común para todos los variadores de frecuencia es el torque que es capaz de generar el motor al que se está conectado el variador. El torque del motor es función de la tensión de entrada y de la frecuencia. Existen dos maneras de regular la tensión de salida del variador, una es que la tensión sea proporcional a la frecuencia y la otra es que la tensión sea proporcional al cuadrado de la frecuencia. Así el torque también será proporcional a la frecuencia o al cuadrado de esta, según sea el caso. Esta característica se conoce como *par constante y par variable o cuadrático*. En la ilustración 22 se puede comprobar la variación del torque motor con la frecuencia y con el cuadrado de la frecuencia. La curva de torque resistente¹³ corta a las diferentes curvas del torque motor según la frecuencia, para los dos tipos de control. En el caso del control de tensión proporcional a la frecuencia, el torque máximo se encuentra siempre al mismo nivel, pero sin embargo, el corte con el torque resistente va cambiando el punto de corte por lo que también existen valores distintos para el deslizamiento y por ende también existe un cambio en el rendimiento.

Para el torque variable el rendimiento se mantiene pero hay que tener en consideración que el torque máximo también varia siendo menor a frecuencias bajas por lo que cuando arranque una bomba hay que definir una frecuencia mínima en la que el torque motor sea suficiente para superar el torque resistente.

La ilustración 22 muestra las curvas de torque constante y torque variable bajo una misma curva de torque resistente.

¹² Pulse Width Modulation

¹³ Corresponde a la curva de torque resistente que presenta un sistema de bombeo de agua (1).

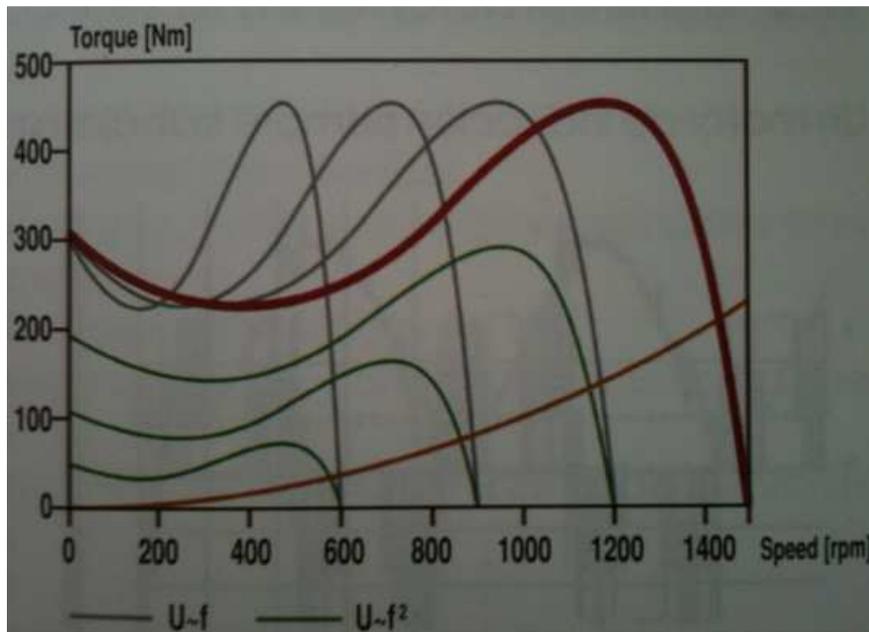


Ilustración 22. Comparación de curva de torque constante y variable.

Al seleccionar un variador de frecuencia conviene tener en cuenta que en el caso de bombas centrífugas, suele ser el mismo modelo de variador el que proporciona las dos formas de parametrización, ya sea torque constante o variable, aunque con potencias distintas.

2.4.2. Consideraciones en la selección de un variador de frecuencia.

Un motor de inducción siempre trabajará mejor alimentado con una fuente de tensión que produzca una onda sinusoidal pura, que normalmente es el caso de la red eléctrica comercial. En un motor en perfecto estado, no existen armónicos y las pérdidas se mantienen bajas. Cuando se le conecta a un variador, se le alimenta con una fuente que produce trozos de onda no sinusoidal, al mismo tiempo que armónicos de todos los órdenes. Estos armónicos inducen más pérdidas, mostradas en forma de sobrecalentamiento en el motor. La ilustración 23 muestra una onda de salida de un variador de frecuencia

Hace unos años, se recomendaba escoger un motor que tuviera un margen de un 15% de potencia de reserva si iba a ser conectado a un variador. Hoy en día, los variadores han evolucionado de tal forma que la onda producida es parecida a la ideal, produciendo menos pérdidas. De esta forma, no sería necesario reservar ese margen. En los variadores modernos, las pérdidas causadas en el motor por los armónicos generados por el variador de frecuencia oscilan entre 5% y el 10%, lo que corresponde a una caída del rendimiento del motor entre el 0.5% y el 1% solamente [1][12]

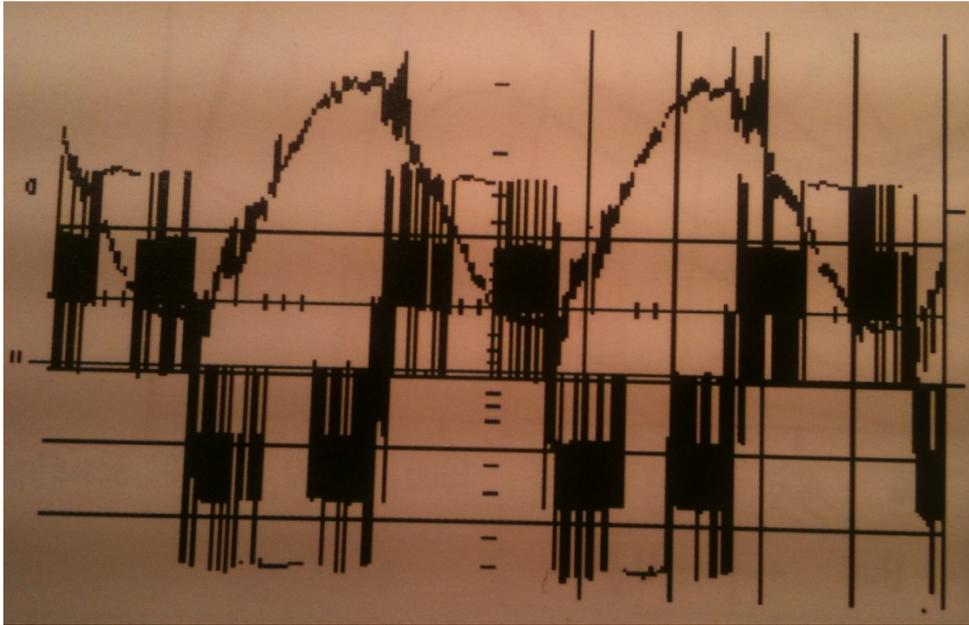


Ilustración 23. Onda de salida de un variador de frecuencia.

Para elegir un variador de frecuencia, es necesario conocer los siguientes datos:

- Potencia nominal del motor
- Tensión nominal
- Intensidad nominal
- Aplicación
- Relación torque máximo/torque nominal

En ciertos casos, se desea trabajar con el variador por encima de la frecuencia de la red. Antes de realizar esto hay que tener en cuenta que la potencia del motor aumenta con el cubo de la velocidad con lo que la temperatura del motor aumenta también, por lo que se deben tener las condiciones de refrigeración que sean capaces de disipar el calor extra que se generará. Pero lo más significativo es que el torque motor caerá como función del $1/f$ al pasar de la frecuencia de la red, y por ende si no se realiza un buen cálculo podría llegar a ser insuficiente el torque motor para el trabajo a realizar.

Esto se produce como consecuencia de que la tensión ha llegado al valor máximo que es la de la red, es decir, el torque se mantendría solo en el caso de que le acompañe un aumento de la tensión, que ya no es posible. Por tanto, el motor estará sobrecargado, y en un tiempo breve saltará la protección por sobreconsumo (térmico) del propio variador.

2.4.3. Problemas causados por los variadores

Como el variador de frecuencia es un convertidor estático¹⁴ y por ende una carga no lineal, producen perturbaciones de señales armónicas¹⁵ en la red al ser conectados a la red eléctrica. Así pues al variador debe ser “inmune”, electromagnéticamente hablando, a las perturbaciones que pueda recibir desde la red y así también debe eliminar las perturbaciones que el mismo pueda producir y afecten a otro equipos.

Así el empleo indiscriminado de los variadores de frecuencia, sin un estudio previo (sobre todo los de gran potencia), pueden ocasionar graves perturbaciones en la red eléctrica.

Estas perturbaciones pueden ser debidas a los armónicos de intensidad generados por el rectificador, transmitiéndose aguas arriba. Alguno de los fallos o problemas que puede producir este fenómeno son [1]:

- Problema en el funcionamiento de dispositivos de regulación.
- Disparo intempestivo de las protecciones diferenciales y magnéticas
- Elevadas caídas de tensión en el momento del arranque del convertidor.
- Pérdidas adicionales en máquinas conectadas aguas arriba
- Incremento del ruido en transformadores y máquinas eléctricas rotativas.
- Averías en los transformadores de distribución
- Generación de campos adicionales el principal en motores eléctricos.

También puede haber perturbaciones debido a la emisión de ondas electromagnéticas en el cable que conecta el variador con el motor, producidas en la etapa de salida del variador [1]:

- Efectos parásitos en sistemas de telecomunicaciones
- Efectos parásitos en máquinas que funcionan con telemando
- Efectos parásitos en el cableado de maniobra.

Para lograr su inmunidad, los variadores de frecuencia suelen tener conexiones externas para instalarles inductancias de línea para supresión de armónicos y filtro RFI para eliminación de radiofrecuencia, estos dispositivos deben ser instalados aguas arriba del variador de frecuencia.

¹⁴ Un convertidor estático es un dispositivo que usa la electrónica de potencia para realizar conversiones, por ejemplo de potencia, sin emplear elementos móviles. Dentro de los principales convertidores estáticos se tienen los arrancadores suaves, variadores de frecuencia, rectificadores, etc. (23)

¹⁵ Una señal armónica es una señal con amplitudes y fases diferentes que son resultado de la descomposición matemática de la onda fundamental, de la cual son asimismo múltiplos. Normalmente hablamos de armónico 40 que corresponde a 2 KHz.. (23)

Para lograr eliminar sus propias perturbaciones hacia la red también se debe instalar a la salida inductancias de línea, filtros RFI, al mismo tiempo que tomar las siguientes precauciones [14]:

- Poner cable apantallado en la fuerza del motor, conectando esta pantalla a una buena tierra, garantizando la equipotencialidad de las tierras existentes, como se muestra en la ilustración 24.
- Los cables de los sensores de control deben ser trenzados y apantallados para disminuir el efecto de distorsión de emisiones radiadas.
- Mantener cierta distancia entre los cables de fuerza y los de control. Cuanto mayor es la longitud de los cables mayor debe ser la distancia de separación
- Los cables de fuerza y de control deben ir por canaletas separadas en caso de no estar apantallados.

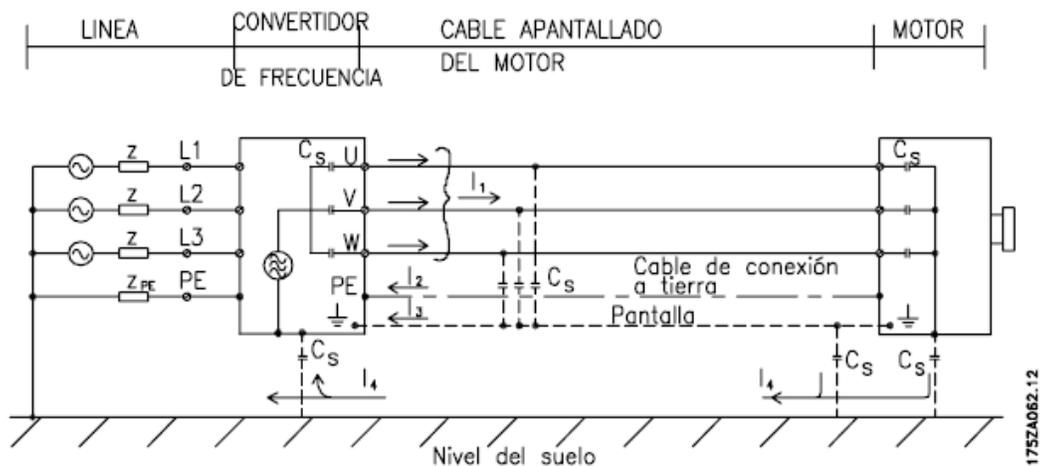


Ilustración 24. Instalación con cable apantallado desde el variador hacia el motor.

Específicamente en los equipos de bombeo existe un fenómeno que puede dañar directamente a las bombas del sistema, es el fenómeno del peak de tensión en el motor.

El peak de tensión en el motor se produce cuando conmuta un transistor en el puente del inversor. La tensión aplicada al motor se incrementa según una relación du/dt que depende del cable del motor (tipo, sección, longitud, si tiene apantallamiento o no) y de la inductancia del variador.

La inductancia natural produce una sobre modulación U_{peak} en la tensión del motor antes que se autoestabilice en un nivel dependiente de la tensión del circuito intermedio del variador. Tanto el tiempo de subida como la tensión de peak U_{peak} influyen sobre la vida útil del motor. Si la tensión U_{peak} es demasiado elevada, se verán especialmente afectados los motores sin asilamiento de fase en la bobina. Si el cable es corto (poco metros), el tiempo

de subida y la tensión peak serán más bajos. Si el cable del motor es largo (100 m) el tiempo de subida y la tensión peak aumentarían. [1][14][15]

Para obtener los valores aproximados para las longitudes y tensiones de cable se utiliza las siguientes formulas:

$$U_{peak} = V_{red} \cdot 2,57 \quad \text{Ecuación 32}$$

$$\frac{dU}{dt} = \frac{0,8 \cdot U_{peak}}{\text{Tiempo subida}} \quad \text{Ecuación 33}$$

Donde:

U_{peak} : voltaje por sobremodulación

V_{red} : Voltaje de la red eléctrica

Tiempo subida: tiempo que dura el incremento de tensión.

Una solución para este problema es insertar un filtro entre el variador y el motor. Este filtro desacelerará la subida rápida de la tensión a valores aceptables. Por ejemplo si se tiene un variador que presenta un du/dt de 5 kV/ μ s con filtro se puede llegar a bajar a 0,5 kV/ μ s.

2.4.4. Conexión de bombas en paralelos mediante variadores de frecuencia.

La forma ideal de controlar un sistema de bombeo con variadores de frecuencia es, sin lugar a dudas, teniendo un variador por cada bomba que halla el sistema. De esta manera uno de los variadores será el maestro que comandará el resto de los variadores. Esta forma de control permite tener todas las bombas a distintas frecuencias de manera de obtener el mejor rendimiento de las bombas según sean los requerimientos. El inconveniente de este tipo de instalación es su elevado costo.

Existen otros métodos para controlar un sistema de bombas mediante variadores de frecuencia, específicamente para bombas conectadas en paralelo. En este caso se utiliza solo un variador de frecuencia el que puede controlar todas las bombas del sistema o solo una de ellas con la que regulara de manera de satisfacer los requerimientos.

Para caso en que el variador de frecuencia controla de manera simultánea al grupo de bombas se puede considerar como si las bombas fueran una sola bomba de gran tamaño, ya que en este sistema de control todas las bombas partirán y funcionaran bajo la misma frecuencia. La inconveniencia de este método es que se necesitará un variador de gran tamaño que soporte el nivel de corrientes que tendrán las motobombas la funcionar simultáneamente. [1]

Otro método de control es utilizando el variador de frecuencia conectado en solo una bomba. En este caso se tienen distintas formas de funcionamiento las que se muestran en la ilustración 25, que refleja un ejemplo de un caudal variable para un sistema conectado con cuatro bombas en paralelo:

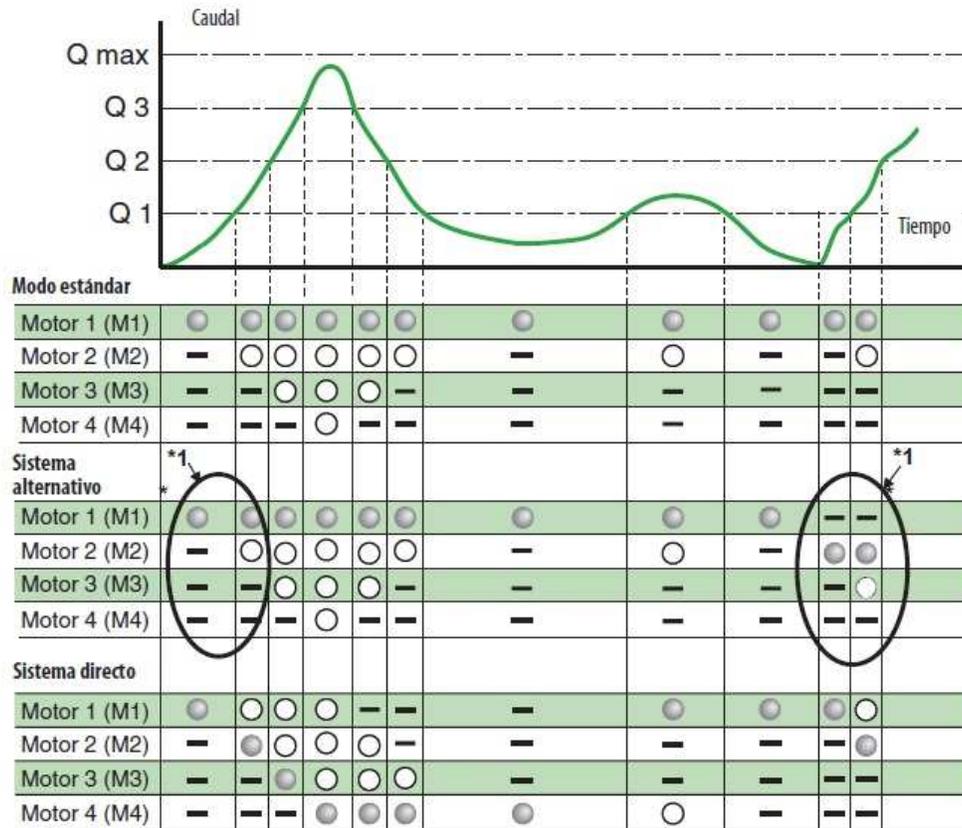


Ilustración 25. Métodos de funcionamiento del variador de frecuencia conectado a una bomba.

El método estándar utiliza el variador de frecuencia conectado únicamente en la bomba uno, cuando el caudal¹⁶ requerido no puede ser satisfecho por sola bomba, entra al sistema la bomba dos pero conectada directamente de la red eléctrica. En este caso la bomba uno se encarga de regular su potencia de manera de ir cumpliendo con el caudal requerido. De esta forma se van conectando o desconectando bombas según vaya siendo el requerimiento pero siempre la bomba uno es la que estará conectada al variador de frecuencia. En este caso la última bomba en entrar es la primera en salir. El método estándar debe prever que para bombas sobre los 10 (hp) debe tener un sistema de partidas para las bombas que están conectadas directamente de la red eléctrica¹⁷

El método alternativo funciona de manera similar al método estándar, la diferencia es que cuando salen todas las bombas del sistema, al reconectar alguna bomba el variador de frecuencia deja de regular con la bomba uno y empieza a regular con la bomba dos, de

¹⁶ En este caso se habla de caudal, pero la variable que se mide en el sistema es la presión.

¹⁷ Según lo sugiere la Norma Chilena Eléctrica NCh Elec 4/2003.

esta manera se garantiza un desgaste pareja de las bombas, esta característica se puede apreciar en las elipses negras que se ven en la ilustración 22. Aquí también se tiene que la última bomba en entrar es la primera en salir del sistema.

Por último se tiene el método directo, el cual parte con el variador de frecuencia conectado a la bomba uno, cuando el caudal demandado requiere que entre una segunda bomba en el sistema, el variador conecta la bomba uno a la red eléctrica y toma la bomba dos para regular el sistema. En este caso la primera bomba en conectarse es la primera en salir. Este método al conectar las bombas directamente de la red cuando están en funcionamiento permite ahorrarse un sistema especial para la conexión ya que como las bombas están girando al momento de conectarlas a la red no presenta los problemas de las alzas de corriente que se tiene cuando parten detenidas.

Capítulo 3

3. Sistemas de elevación de aguas en edificios residenciales.

En este capítulo se revisa el marco regulatorio existente en Chile que rige los aspectos de los sistemas de impulsión de agua potable para edificios. Luego se revisa la forma de proyectar equipos, los cálculos que se utilizan y los criterios para tomar decisiones entre instalar un sistema con estanque hidroneumático o con variador de frecuencia. Para terminar se hace menciones sobre los costos generales que existen en los sistemas de elevación de agua.

3.1. Marco regulatorio y dimensionamiento de un sistema de elevación de agua potable.

En Chile existe el Reglamento de Instalaciones Domiciliarias de Agua Potable y Alcantarillado (RIDAA), el cual regula los proyectos, construcción y puesta en servicio de las instalaciones domiciliarias de agua potable y alcantarillado. Establece normas técnicas para este tipo de instalaciones a nivel nacional. En complemento con el RIDAA se tiene la Norma Chilena Oficial NCh 2485.Of2000 – Instalaciones domiciliarias de agua potable “Diseño, cálculo y requisito de las redes interiores”-. Todo proyecto de instalaciones sanitarias domiciliarias y su construcción deben cumplir con este reglamento.

La instalación domiciliaria de agua potable abarca desde la salida de la llave de paso colocada a continuación del medidor general o de los sistemas propios de abastecimiento de agua potable, hasta los artefactos.

En el RIDAA se establece que el diseño y cálculo de las instalaciones domiciliarias de agua potable debe apuntar hacia garantizar el suministro, como se ve en el siguiente artículo.

“Artículo 51°: El diseño y cálculo de las instalaciones domiciliarias de agua potable (IDAP) debe garantizar en toda circunstancia la preservación de la potabilidad del agua y un suministro adecuado¹⁸ a cualquier artefacto, ciñéndose para ello a las normas chilenas, instrucciones de las Superintendencia y las prácticas corrientemente empleadas en ingeniería sanitaria. Asimismo, el diseño y los materiales consultados deben asegurar el

¹⁸ El suministro adecuado debe ser tanto de presión como de caudal.

buen funcionamiento y durabilidad de las instalaciones, durante la vida útil prevista del inmueble al cual va a servir.”

Dentro de las instalaciones domiciliarias se puede encontrar dos escenarios; los alimentados directamente de la red pública y los que deben ser alimentados mediante un equipo de elevación de agua. Esto se establece en los siguientes artículos del RIDAA:

“Artículo 80°: En las edificaciones en que, por su condición topográfica o de diseño, la presión informada por el prestador en el correspondiente Certificado de Factibilidad¹⁹ no garantice un adecuado y permanente abastecimiento de agua potable desde la red pública a todos los pisos, deberá proyectarse y construirse un sistema de elevación de agua. Excepcionalmente, en aquellos casos en que exista presión suficiente en la red de distribución, el peticionario podrá diferir la construcción de dicho sistema de elevación, el que en todo caso deberá quedar diseñado en el proyecto correspondiente para su construcción cuando sea necesario.

Artículo 81°: Los equipos de bombeo se surtirán desde un depósito especial o estanque de acumulación sin presión, no pudiendo hacerlo directamente desde la red pública, ni permitiéndose el uso de una tubería de derivación (by pass).” [4]

Dentro de las condiciones exigidas se tiene que en el caso de ser una instalación alimentada directamente de la red pública, la presión mínima de salida en el artefacto más desfavorable debe ser al menos de 4 m.c.a. (0,392 bar). En el caso de ser alimentado por un sistema de elevación, esta presión mínima debe ser al menos de 7 m.c.a. (0,686 bar), en este caso la presión máxima no debe superar la aceptada por cualquier artefacto, ni exceder 50 m.c.a. [5]

En ambos casos el prestador del servicio de agua potable, Aguas Andinas en gran parte de Santiago, debe asegurar una presión dinámica aguas abajo del arranque domiciliario en la llave de paso después del medidor de 14 m.c.a. (1,373 bar) para el consumo máximo diario.

3.1.1. Dimensionamiento del sistema de elevación de agua.

Un sistema de elevación de agua en edificios residenciales tiene como objetivo abastecer de agua potable a todo el edificio a un rango de presión constante. Está conformado principalmente por bombas hidráulicas, específicamente bombas centrífugas horizontales o verticales.

En los sistemas de elevación existen dos variables que son el *alma mater* de la utilización de estos. La presión y el caudal, los cuales definirán la elección de la bomba a

¹⁹ El Certificado de Factibilidad es el documento formal emitido por las concesionarias de servicios públicos sanitarios, mediante el cual asumen la obligación de otorgar los servicios a un futuro usuario, expresando los términos y condiciones para tal efecto.

instalar, los rangos de trabajo y los puntos de corte. Lo primero que se deben hacer para dimensionar un equipo de elevación de agua es estimar la presión y el caudal que necesitará el sistema. En este caso la presión debe ser constante, y el caudal debe satisfacer el caudal máximo probable.

La obtención del caudal requerido es un punto muy sensible, ya que la demanda de agua potable en cada instante es una variable aleatoria por lo que es esencial lograr estimar un comportamiento lo más parecido al real para no dimensionar equivocadamente el equipo.

Existen diferentes metodologías para calcular la demanda de agua potable en un edificio residencial. Se tienen métodos que tienen un carácter empírico, que toma decisiones arbitrarias, con base en la experiencia con relación al número de artefactos que pueden operar simultáneamente. Usualmente este método es utilizado en sistemas pequeños. También existen métodos semiempíricos, que si bien se basan en la experiencia, tiene un cierto sustento teórico que les permite establecer fórmulas y expresiones matemáticas. Finalmente se tienen los métodos probabilísticos, siendo el más aplicable, pero tiene la limitante que su eficacia depende del número de artefactos sanitarios, es decir que para edificaciones pequeñas no es efectivo. En el anexo II se pueden ver una explicación más detallada de los algunos métodos. [6]

Los métodos descritos anteriormente se utilizan para calcular el caudal máximo probable (QMP), definido en el RIDAA como un concepto probabilístico mediante el cual se cuantifica el máximo caudal con el que deben diseñarse las instalaciones de agua potable de inmuebles que tienen una determinada característica de consumo.

Tabla 2. Caudal mínimo instalado en artefactos sanitarios.

Tipo de artefacto	Gasto (l/min)	
	Agua fría	Agua caliente
Inodoro corriente	10	-
Inodoro con válvula automática	Especificaciones del fabricante	-
Baño lluvia	10	10
Baño tina	15	15
Lavatorio	8	8
Bidet	6	6
Urinario corriente	6	-
Urinario con válvula automática	Especificaciones del fabricante	-
Lavaplatos	12	12
Lavadero	15	15
Lavacopas	12	12
Bebedero	5	-
Llave de riego 13 mm	20	-
Llave de riego 19 mm	50	-
Urinario con cañería perforada/m	10	-
Ducha con cañería perforada/m	40	-

Otro concepto que es necesario definir es el de caudal instalado (QI), que es la suma de los caudales asignados a los artefactos sanitarios que se incluyen en el proyecto de instalación de agua potable de un inmueble, que se señalan en la tabla dos.

En el RIDAA se especifica la fórmula para estimar el QMP de la siguiente forma:

$$Q.M.P = 1.7391 * (QI)^{0.6891} \quad \text{Ecuación 34}$$

Tanto QMP y QI están medido en l/min. La curva que caracteriza esta ecuación se presenta en el gráfico 1, del cual se puede apreciar la relación que existe entre el QI y QMP. En palabras simples el QMP cuantifica la probabilidad de que funcionen simultáneamente un número determinado de artefactos.

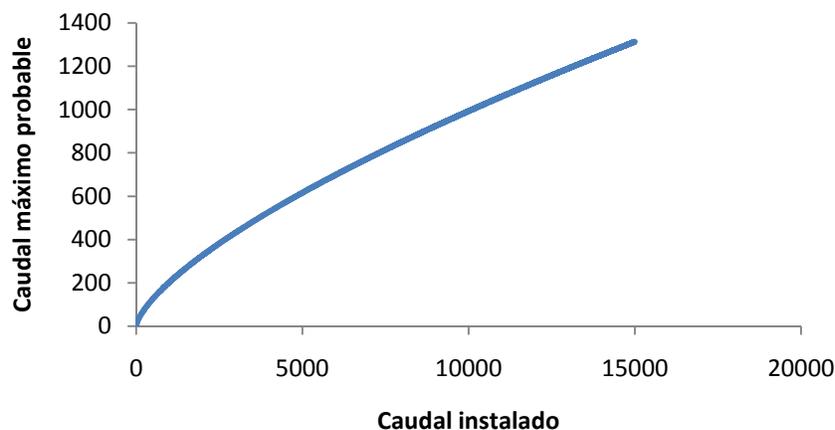


Gráfico 1. Caudal instalado vs caudal máximo probable

Otro de los parámetros necesarios a definir para dimensionar un equipo de elevación de agua es la presión o “altura” que debe levantar la bomba. Este parámetro se mide en el artefacto más desfavorable del sistema, y como se mencionó anteriormente, según el RIDAA, la presión en este punto debe ser a lo menos 7 m.c.a.

La altura total que debe levantar la bomba se denomina altura manométrica o dinámica de bombeo, la cual se define como:

$$H_d = H_g + H_{ps} + H_{pi} + H_s \quad \text{Ecuación 35}$$

Donde H_g es la altura geométrica, H_{ps} son las pérdidas en el lado de la succión y H_{pi} son las pérdidas de la impulsión y H_s es la presión mínima de servicio.

La altura geométrica se define como la suma de todas las alturas que abarca el llevar el agua desde el espejo de agua hasta el nivel de piso donde se encuentra el artefacto más desfavorable. En este caso no se consideran las pérdidas de la conducción del agua en el sistema. La altura geométrica está conformada por la altura de succión y la altura de impulsión.

$$H_g = H_s + H_i \quad \text{Ecuación 36}$$

La ilustración 26 muestra las alturas principales que se debe considerar al momento de dimensionar un sistema de elevación de agua en edificios residenciales:

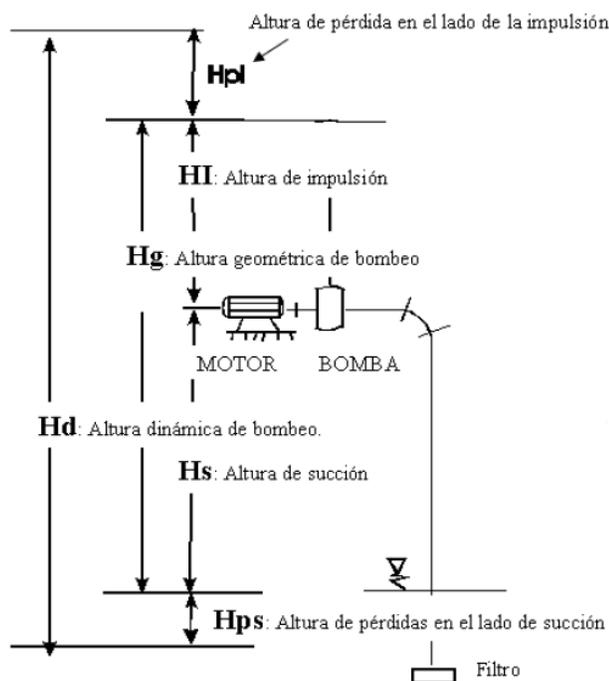


Ilustración 26. Principales alturas en un sistema de elevación de agua

La altura correspondiente a las pérdidas por conducción del agua, tanto en la impulsión como en la succión está referida a las pérdidas de carga por fricción y por las pérdidas de carga debido a singularidades. Las singularidades típicas en una matriz de agua corresponden a codos, reducciones, tees, válvulas, etc, que van modificando la dirección o el diámetro de la cañería.

Existen diferentes métodos para calcular las pérdidas de cargas por fricción y por singularidades. La norma chilena, especifica los métodos de Fair-Whipple-Hsiao y de Hazen-Williams en el caso de pérdidas por fricción y el método cinético, de longitud equivalente y el simplificado de longitud equivalente para las pérdidas de singularidades. Se especifica que el cálculo de los diámetros y pérdidas de carga en las tuberías deben ser estudiados mediante fórmulas y tablas correspondientes a cada material, usuales para estos casos. En el anexo III es posible ver las descripciones de los métodos mencionado anteriormente.[5]

Un concepto que abarca las pérdidas por conducción y la altura de elevación geométrica es la curva de carga de sistema. La cual muestra para cada caudal el valor de las

pérdidas originado por la conducción de ese caudal, lo que se refleja en una mayor altura a considerar en el sistema. Para formar esta curva de sistema se deben considerar la altura geométrica, las pérdidas por fricción y las pérdidas por singularidades.

Un ejemplo de una curva²⁰ de sistema viene dado por la siguiente ecuación:

$$H = H_g + JL + K \frac{v^2}{2g} = H_g + \left(10,67 \frac{Q^{1,852}}{C^{1,852} D^{4,869}} \right) L + \sum_{i=1}^n k_i \frac{8Q^2}{\pi g D_i^4} \quad \text{Ecuación 37}$$

donde: H_g es la altura geométrica [m].

J es la pérdida de carga en tanto por uno [adimensional].

L es el largo del tramo [m].

Q es el caudal [m^3/s].

C es el coeficiente de rugosidad del material [adimensional].

D es el diámetro de la cañería o pieza [m].

k_i es el factor de singularidad que depende de cada material [adimensional], $i=1,n$

Al interceptar las curvas del sistema con la característica de una bomba se tiene el punto de trabajo bajo la cual funcionará la bomba, lo que se aprecia en la ilustración 27. Puede ser que el punto de trabajo requerido por el sistema no sea precisamente el punto donde se cortan las bombas pero debe ser siempre inferior al punto de intersección de las curvas, ya que de esta manera se estará supliendo con el caudal y la altura requeridos por el sistema.

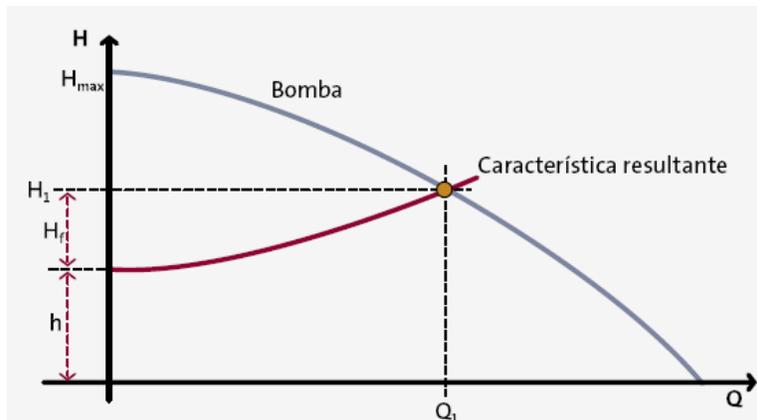


Ilustración 27. Curva característica del sistema y de una bomba.

La elección de la bomba que se utilizará en un sistema de elevación de aguas dependerá del punto de corte con la curva característica del sistema y de la curva de rendimiento propia de cada bomba. Se necesita que la bomba tenga un rango de trabajo que se acerque lo más posible al rendimiento máximo. Con este criterio es factible discriminar entre qué modelo de bomba utilizar en cada sistema.

²⁰ La curva de sistema puede variar según el método que se utilice para obtener las pérdidas de cargas, en este caso el autor utilizó los métodos de Hazen-Williams y cinético.

3.1.2. Sistemas de elevación de agua para edificios en Chile

Los sistemas de elevación de agua han ido evolucionando de la mano con la construcción. En los últimos 20 años se ha desarrollado un incremento en la construcción de edificios de mayor altura, anterior a este periodo no pasaban de los cinco pisos como norma general. A pesar de la baja altura de estos edificios, se presentó el problema del abastecimiento de agua, ya que la presión de agua de la red no era suficiente para abastecer a la totalidad del edificio cuando aumentaba la demanda simultánea. Para solucionar esto los arquitectos e ingenieros de la época dieron como solución a este problema construir un estanque en el techo del edificio. [10]

Si bien es cierto que la utilización de los estanques en la azotea entregaba una solución al problema del abastecimiento de agua, aumentaba mucho los costos en la construcción de edificios debido al considerable peso extra que debía soportar la estructura. Adicionalmente las características sísmicas de nuestro país convertían esta solución en un peligro, en especial en los edificios de gran altura, debido al gran tamaño que debía tener este estanque para abastecer el edificio.

Como nueva solución se sugirió instalar sistemas de bombas que surtieran directamente de agua al edificio, lo que se conoció como sistema de bombeo tankless [11]. Este sistema se utilizó como estándar para los sistemas que se utilizan hoy en día que son los sistemas con estanque hidroneumático y sistemas con variador de frecuencia. Ambos tienen en común que su estructura principal es la misma que la que se utilizaba en los sistemas tankless. A continuación se entrega una descripción de los sistemas de elevación de agua para edificios:

a. Sistemas de bombeo para edificios con estanques elevados:

Estos sistemas de elevación de agua se caracterizan por utilizar dos estanques, uno en la planta baja y otro de menor volumen (entre el 15% y 20% del QMP) ubicado en la azotea del edificio.

El estanque ubicado en la planta baja se utiliza para almacenar una cantidad suficiente de agua, surtido desde la red pública. Mediante un sistema de bombas se hace llegar el agua desde el estanque de la planta baja a la azotea donde se deposita en el estanque más pequeño. Estas bombas están conectadas en paralelo de manera de ir sumando el caudal pero manteniendo el nivel de la presión; son accionadas por un interruptor de nivel ubicado en el estanque ubicado en la azotea, este interruptor envía una señal de parada o de partida dependiendo del nivel del agua en el estanque. Mediante la acción de la gravedad el agua es repartida por todo el edificio según sea el consumo de los usuarios.

b. Sistema de bombeo Tankless.

La terminología *tankless* viene del inglés y significa “sin estanque”, debido a que al utilizar este sistema se elimina la necesidad de un estanque en la azotea del edificio. En este caso se tiene un grupo de bombas conectadas en paralelo. Estas tenían un funcionamiento continuo de una o más bombas, lo cual se convirtió en su principal inconveniente debido al derroche de energía y desgaste excesivo que se producía en el sistema

c. Sistema de bombeo hidroneumático tradicional.

Los sistemas de bombeo hidroneumáticos están basados en la estructura y filosofía de control de los sistemas *tankless*, es decir un set de bombas en paralelo conectados directamente a la matriz de agua potable, comandados por sensores de presión que le van dando la partida y parada, según sea la necesidad. La diferencia de este tipo de sistema es que se instaló un sistema de interruptores de presión conformados por presostatos los cuales permitieron empezar a detener los equipos cuando el consumo que existía no ameritaba que estuviera una bomba en funcionamiento.

Adicionalmente a los interruptores de presión, se conectaron a la red uno o más estanques hidroneumáticos, los que permitieron prolongar por más tiempo los lapsos en que las bombas no están en funcionamiento, ya que mantienen presurizada la red.

Así como los sistemas de bombeo han ido evolucionando, los estanques hidroneumáticos también lo hicieron. En un principio los estanques hidroneumáticos eran conformados por un cuerpo de fierro, cilíndrico de espesor variable de su plancha, pudiendo oscilar entre 3 mm y 8 mm. El contenido del estanque estaba compuesto por una parte de aire y otra de agua (40% y 60% aprox), cuando este equilibrio deja de cumplirse, el estanque tiende a llenarse de agua por no tener un elemento de retención de aire en su interior lo que conlleva un trabajo más continuo de los equipos de bombas, y también produce una entrega muy irregular del agua. Debido a esto fue necesario realizar mantenciones periódicas para la revisión del nivel de aire dentro del estanque. Con el pasar del tiempo aparecieron los estanques hidroneumáticos con recuperación de aire automática, es decir se instalaba un compresor de aire que abastecía de aire al estanque cuando este lo necesitaba.

El principal inconveniente que presenta este tipo de sistema es que el agua al permanecer en contacto directo con las paredes ferrosas del estanque provoca que la oxidación del fierro se traspase al agua, lo cual tiene como consecuencia que el sabor del agua sea extraño y produzca posibles afecciones digestivas.

d. Sistema de bombeo con estanque hidroneumático presurizados.

Los estanques hidroneumáticos presurizados están conformados en estructura de la misma manera que los estanques hidroneumáticos tradicionales, la diferencia es que en el interior existe un blade de goma de tamaño proporcional al estanque. Entre las paredes interiores del estanque y las exteriores del blade, se inyecta aire a una presión determinada y el interior del blade se llena de agua. Con este sistema se obtiene un rango de presión constante sobre el agua del estanque ya que cuando el contenido del estanque va disminuyendo, automáticamente, mediante un presostato activa el sistema de bombeo y al agua faltante es inyectada al interior del blade. [11]

Hoy en día estos sistemas siguen en vigencia y se pueden encontrar en diversas instalaciones de abastecimiento de agua, así como también es posible encontrarlos en la industria, la minería, etc.

El principio de funcionamiento de este sistema se basa en trabajar en un rango de presión, teniendo una presión de partida (P_a) y una presión de corte de las bombas (P_b). La presión P_a es la mínima presión que debe tener el sistema para que el artefacto más desfavorable cuente con al menos 7 m.c.a de presión. Cuando la presión baja del nivel de P_a un presostato hace partir la primera bomba de manera de llevar agua hasta el último artefacto con la presión indicada anteriormente.

Cuando las bombas no están en funcionamiento, el estanque hidroneumático presurizado es el encargado de mantener con presión el sistema, cuando el agua que hay dentro del estanque se empieza a acabar, la presión pasará por debajo del nivel P_a y hará partir las bombas de manera de presurizar la red y llenar el estanque hidroneumático nuevamente. Como se puede observar la presión estará permanente variando entre el nivel P_a y P_b , las bombas estarán partiendo y parando de manera constante.

Como se especificó anteriormente el P_a viene dado por el diseño del proyecto y considera un nivel de presión tal que supere la altura geodésica más todas las pérdidas que presenta la conducción del agua a través de la matriz de impulsión. La presión de corte P_b se considera de tal forma que otorgue una adecuada calidad de servicio, usualmente los proyectistas consideran un diferencial de presión de 10 m.c.a aproximadamente. Además en el diseño se considera un tiempo mínimo entre partidas y paradas de los motores conforme a su especificación, usualmente corresponde a 15 partidas por hora, es decir cada 4 minutos).

Si bien no existe un reglamento para el cálculo de los equipos hidroneumáticos, existe un método utilizado por la gran mayoría de proyectistas de sistemas de bombeo. Para determinar el volumen del estanque hidroneumático se deben seguir los siguientes pasos [12]:

d.1) Determinar el caudal medio:

$$Q_m = \frac{Q_a + Q_b}{2} \quad \text{Ecuación 38}$$

donde:

Q_m caudal medio [l/min]

Q_a caudal correspondiente a P_a [l/min]

Q_b caudal correspondiente a P_b [l/min]

d.2) Volumen de regulación:

$$V_r = \frac{Q_m \cdot T}{4} \quad \text{Ecuación 39}$$

donde:

V_r volumen de regulación [l/min]

Q_m caudal medio [l/min]

T factor de partidas horarias [min].

El factor T se obtiene de la siguiente tabla:

Tabla 3. Tiempo de partidas horarias

Potencia [HP]	T [min]
1-3	1,2
3 - 5	1,5
5 - 7,5	2,0
7,5 - 15	3,0
15 - 30	4,0
Sobre 30	6,0

d.3) Cálculo del estanque hidroneumático:

$$V = \frac{V_r \cdot (P_b + 10)}{P_b - P_a} \quad \text{Ecuación 40}$$

donde:

V volumen del estanque hidroneumático [lts]

V_r volumen de regulación [lts]

P_b presión de corte [mca]

P_a presión de partida [mca]

Uno de los aspectos negativos de este sistema es que las bombas al estar funcionando en un rango de presión no trabajarán permanentemente en su punto óptimo de eficiencia.

e. Sistema de bombeo con variador de frecuencia.

Los sistemas de bombeo con variador de frecuencia también se basan en la estructura de tener una set de bombas conectadas en paralelo. El sistema de control está conformado por un variador de frecuencia, el cual permite que la presión de trabajo se mantenga constante independiente del consumo que se esté requiriendo.

El variador de frecuencia tiene contacto con la red de agua, mediante un transductor de presión, el cual va midiendo el nivel de presión existente en la red de agua. El sistema de control de la velocidad se realiza mediante un lazo PID. El diagrama de control se muestra en la ilustración 28.

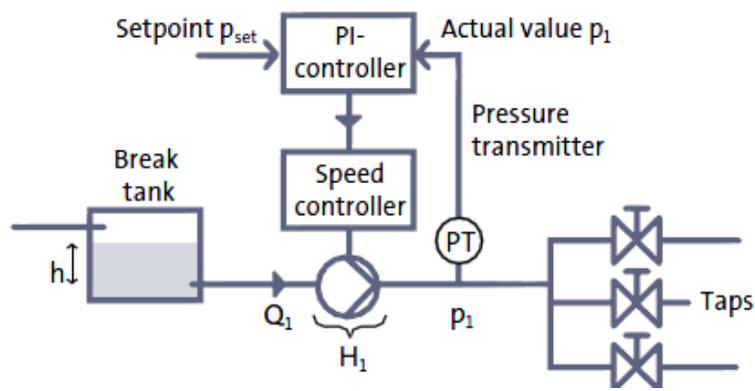


Ilustración 28. Diagrama de control para un equipo de elevación de agua con variador de frecuencia.

El sistema de control compara la presión real existente en la red, en este caso P_1 medida por el transductor de presión, y la compara con la presión set point P_{set} ingresada en el variador de frecuencia.

Si la presión real P_1 es superior al valor establecido, el sistema de control reduce la velocidad de la bomba y, en consecuencia, el rendimiento de la bomba, hasta que $P_1 = P_{set}$. En la ilustración 29 se muestra que sucede cuando se pasa de caudal máximo (Q_{max}) a un caudal menor (Q_1).

El sistema de control se encarga que la velocidad de la bomba se reduzca o se aumente de manera de garantizar que la presión de descarga requerida sea $P_1 = P_{set}$, por ejemplo en la ilustración 29, la velocidad se disminuye de n_n a n_x . La instalación de la bomba garantiza que la presión de suministro será constante en el rango de caudales entre 0 y Q_{max} .

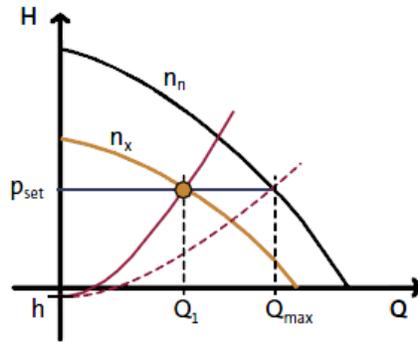


Ilustración 29. Variación de la curva de la bomba para pasar de Q_{max} a Q_1

Así también en caso que la presión P_1 sea inferior a la presión requerida P_{set} sistema de control acelerara la bomba de manera de alcanzar en el menor tiempo posible la presión set point.

El diagrama PID con el que se representa este método de control se puede apreciar en la ilustración 30.

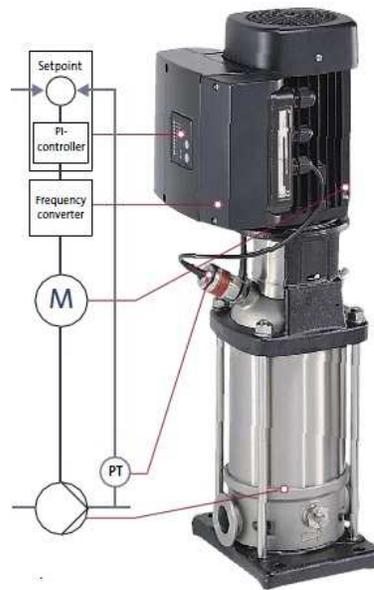


Ilustración 30. Diagrama PID del sistema de bombeo

Todos los sistemas mecánicos de elevación de agua tienen como propósito suministrar agua a una presión mínima a consumos cuyo gasto global es variable fluctuando entre cero y un máximo probable determinado. Es debido a esto que deben ser dimensionados para abastecer al menos dicho caudal máximo probable con una presión de trabajo mayor o igual que la requerida.

Al momento de proyectar un sistema de elevación de agua se deben considerar aspectos tales como inversión inicial, costo de mantención, costo de operación, eficiencia y funcionalidad. Bajo estos criterios se podría pensar en instalar un sistema robusto, que sea sencillo de mantener, ya que estos equipos por lo general se encuentran bajo un régimen de

trabajo agresivo y además las condiciones de las salas, en su mayoría, no son las más adecuadas para los equipos debido a la gran humedad existente.

Hoy en día la eficiencia energética está en boca de todos, en conjunto con el rápido progreso de la tecnología de potencia han hecho que estos sistemas puedan incorporar mecanismos de control más especializado. Con esto se logra que los costos de operación sean influyentes al momento de proyectar el sistema de elevación. [7]

3.1.3. Costos de los sistemas de impulsión de agua.

A pesar que las bombas se compran como un elemento individual, ellas entregan servicio solo cuando están operando como parte de un sistema. El consumo energético y los materiales usados en el sistema dependerán del diseño de la bomba, el diseño de la instalación y en la manera que el sistema será operado. Estos factores son independientes unos de otros. De hecho es importante al momento de diseñar un sistema de bombeo, que estos factores sean cuidadosamente adaptados a lo largo de toda la vida útil del equipo, ya que de esta manera se podría asegurar un consumo bajo de energía, costos bajos de mantenimiento, durabilidad mayor del equipo entre otros beneficios.

En instalaciones donde se tiene un uso considerable de las bombas, el costo inicial de compra es solo una pequeña parte del costo de ciclo de vida. Al tener un conocimiento de todos los componentes del sistema se genera la oportunidad de reducir considerablemente los costos de uso de energía, operación y mantenimiento. En la siguiente figura se muestran una típica distribución de costos de un sistema de bombeo industrial.

Uno de los criterios más importantes a la hora de diseñar una estación de bombeo es el criterio económico. Sin embargo, en numerosas ocasiones el proyectista o diseñador considera este criterio en forma parcial, calculando y comparando los costes iniciales o de inversión en equipos, instalación y obra civil; olvidando los costes posteriores como son los consumos de energía, mantenimiento, etc; los cuales pueden llegar a ser incluso superiores que los costos iniciales.

La siguiente ecuación muestra los costos totales que se deberían considerar en un ciclo de bombeo generalizado:

$$C_T = C_{ci} + C_{in} + C_{en} + C_{op} + C_{ma} + C_{fs} + C_{am} + C_{de} \quad \text{Ecuación 41}$$

C_T : Costo total del sistema

C_{CI} : Costo inicial o de compra (bombas, cañerías, válvulas, sistema de control, etc).

C_{IN} : Costo de instalación y puesta en marcha (entrenamiento incluido)

C_{EN} : Costo de la energía actualizado.

C_{OP} : Costo de operación (costo de la mano de obra de la supervisión normal del sistema)

C_{MA} : Costo de la mantención y reparación del sistema.

C_{FS} : Costo de fallo o lucro cesante

C_{AM} : Costos ambientales

C_{DE} : Costo de desmantelamiento y eliminación.

A continuación se explicarán estos costos centrándose en los equipos de bombeo.

a. Costo inicial.

El costo inicial está referido a los costos que se debe incurrir para obtener los materiales y dispositivos del sistema. En los equipos de bombeo el proyectista de la obra es el encargado de decidir el tipo de cañería y diámetro a utilizar, la cantidad y modelo de bombas, sistema de control, etc. Si bien los diámetros a utilizar están en parte regidos por la normativa, de todas formas existe cierto grado de libertad para decidir. Por ejemplo si se escoge cañerías de un diámetro pequeño, se tendrá un costo de compra bajo pero se requerirán bombas más poderosas lo que con lleva un precio más alto por las bombas y consecuentemente un mayor costo de operación. Lo mismo ocurre al elegir el tipo de bomba, se pueden instalar varias bombas de baja potencia o pocas bombas de alta potencia. El problema de instalar muchas bombas de poca potencia es que se aumenta el costo del tablero eléctrico debido a que este tendrá un tamaño mayor, además también se aumenta el costo de las mantenciones. El problema de instalar pocas bombas de gran tamaño es que se aumenta el grosor de los conductores y el tamaño de las protecciones, se necesitaría un empalme eléctrico de mayor tamaño, además que el sistema queda más vulnerable a tener un mayor tiempo de inactividad si llega a fallar una bomba.

Es importante notar que tener un costo inicial mayor, significará que el sistema será más caro, ya que si el funcionamiento de este equipo es eficiente se producirá un ahorro en los gastos de la energía y por tanto en el largo plazo el equipo puede resultar más barato que un equipo que tenga un coste inicial menor.

Dentro de los costos iniciales a considerar para un sistema de bombeo para un edificio se tienen:

- Diseño de ingeniería del sistema
- Costo de cañería y fitting
- Costo tablero eléctrico y conductores
- Costo de las bombas
- Costo en el sistema de control
- Costos varios
- Capacitación para las personas que manipularan el sistema.

b. Costo de instalación y puesta en marcha.

Este coste comprende desde la fijación de las bombas a su soporte junto con todos los ajustes necesarios, hasta la puesta en marcha del sistema, incluyendo las pruebas y tomas de datos de funcionamiento. Aquí los costos se podrían ver diferenciados entre instalaciones por la dificultad que presente cada tipo de instalación. Por ejemplo que las cañerías a instalar sean de acero galvanizado, requerirá tener una persona que tenga un manejo especializado en soldaduras al arco. O si se tiene un sistema basado en control con variador de frecuencia será necesario tener un técnico que domine la programación del variador. Los costos por instalación abarcan por lo general únicamente los costos de mano de obra y los materiales a utilizar en el trabajo. Según sea el material a instalar o el sistema de control a implementar, ira dependiendo de los costos en mano de obra.

c. Costo de la energía

Usualmente el costo de la energía es el costo que tiene una mayor incidencia en el costo total, especialmente en los sistemas de bombeo que funcionan más de 2000 horas por año. El consumo de una bomba es básicamente función del precio de la energía, y por tanto de los horarios en que las operaciones de bombeo tienen lugar en el caso de la tarifa eléctrica varíe con la hora, así como función del número de horas en que ésta funciona, y función de la potencia requerida para el bombeo.

El consumo de energía se calcula en base de los datos de placa de todos los dispositivos del sistema. En caso de tener un régimen de trabajo constante, el cálculo de la energía consumida se hace bastante simple. En cambio para sistemas que tiene un régimen de trabajo variable en el tiempo se establece un patrón de tiempo de trabajo.

d. Costo de operación

El costo de operación está ligado al costo de funcionamiento del sistema de bombeo, que no está relacionado con el consumo de energía. Este tipo de costo varia fuertemente dependiendo del sistema de bombeo propiamente tal. Por ejemplo bombas que manejen sustancias altamente peligrosas deberán tener un régimen de monitoreo constante y chequeos diarios de todo el sistema por lo tanto un costo de operación alto. Por otro lado sistemas que están automatizados con fluidos no peligrosos, requieren supervisión limitada y por ende presentan un costo de operación bajo. La observación de los parámetros principales del funcionamiento normal del sistema permitirá detectar de manera oportuna algún fallo del sistema, por lo que implementar un sistema sensor de señales permitirá disminuir los costos de operación del sistema.

Para el caso de los sistemas visto en este trabajo, no existe un costo de operación ya que los sistemas están diseñados para que funcionen autónomamente, sin la necesidad que exista una supervisión especializada

e. Costo de mantenimiento y reparación

Es el costo de mantenimiento abarca todas las labores del tipo, cambio de piezas, revisiones, etc, que se realicen de forma periódica y programada, es decir sin motivos de una avería. En este coste hay que considerar los precios de los repuestos y mano de obra necesaria para realizar el trabajo.

El costo por reparación abarca los costos de los incidentes o averías no previstas en un plan de mantenimiento, siendo por lo tanto más difícil de determinar; si bien, de forma estadística podemos conocer las tasas de averías y el costes de estas en función del tipo de bomba utilizados y de los elementos de protección de los que se ha dotado.

f. Costo de fallo o lucro cesante.

Este es el coste provocado por la falta de servicio de una bomba que se haya averiado de forma imprevista. Este coste puede ser insignificante o enorme, todo dependerá de la responsabilidad e importancia del servicio fallida. Para los sistemas de impulsión de agua en edificio este costo es nulo, a pesar de lo grave que es dejar un edificio sin agua, no existe un cobro monetario o un gasto que sea cuantificable en caso de falla de los equipos.

g. Costos ambientales.

Los costos de los residuos contaminantes irán variando según la naturaleza de la sustancia a bombear. Estos costos implican todo el proceso de eliminación de los residuos de manera correcta, los cuales aumentarán a medida que la sustancia a bombear vaya siendo cada vez más toxica. También se debe incluir el costo del estudio de impacto ambiental que se debe realizar si es que la instalación lo amerita. Este costo también es cero para los casos estudiados de los sistemas de elevación de agua.

h. Costos de desmantelamiento y eliminación.

Este costo corresponde al costo que involucra el desmantelamiento y eliminación de los equipos. Claramente al comparar los costos de un equipo que trabaja con materiales tóxicos o peligrosos con otro que trabaja con líquidos limpios, tendrán una gran diferencia de costos de desmantelamiento [13], pero como se comparan alternativas que trabajaran bajo las mismas condiciones, este costo por lo general es muy similar.

En los sistemas de elevación de agua por lo general no se considera desmantelar y eliminar los equipos de impulsión, solamente se produce una renovación.

En resumen los costos que se deben considerar para los equipos de elevación de agua son:

$$C_T = C_{ci} + C_{in} + C_{en} + C_{ma} \quad \text{Ecuación 42}$$

Capítulo 4

4. Análisis de un sistema de elevación de agua.

En este capítulo se realizará un análisis de un sistema de elevación de agua en particular, aplicándole los métodos de control por hidroneumáticos y con variador de frecuencia.

En primer lugar se mostrarán los datos reales del consumo de agua en un edificio, revisando los puntos más relevantes de este. Luego, según los datos obtenidos se realizará una normalización de los datos obtenidos para poder simularlos en el banco de prueba. Finalmente se diseñará y construirá un banco de prueba, se especificará la forma de realizar las pruebas y finalmente se mostrarán los resultados obtenidos.

4.1. Medición del consumo de agua en un edificio residencial

El comportamiento del consumo de agua potable en un edificio tiene un carácter aleatorio, es imposible saber a priori la demanda que se tendrá a una hora determinada, pero si presenta un comportamiento repetitivo. El carácter aleatorio que caracteriza el consumo de agua, se ve reflejado en la forma que se calcula el caudal máximo probable, el cual es una representación probabilística del uso simultaneo de artefactos en el edificio, en relación con el caudal total instalado.

A pesar de tener ese carácter aleatorio, es posible distinguir ciertos comportamientos en el consumo de agua. Por ejemplo la punta del consumo de agua se produce entre las 6 y 9 de la mañana, que es cuando la mayoría de las personas se ducha y toma desayuno.

Para realizar este estudio se utilizó una medición del caudal en un edificio ubicado en Santiago, en la calle Aldunate 1064. Según la memoria de cálculo este edificio presenta un caudal instalado de 13,639 l/min, y un caudal máximo probable de 1,229 l/min.

Para estas mediciones se utilizó un fluxómetro ultrasónico²¹, el cual midió durante 5 días el caudal que se impulsaba desde la sala de bombas hacia el edificio.

²¹ En el anexo se describe la forma de funcionamiento del fluxómetro instalado.

En la ilustración 31 se muestra la instalación de los transductores de medición y la instalación del sistema de bombas.



Ilustración 31. Instalación del fluxómetro.

La curva de caudal promedio de las medidas obtenidas se presenta a continuación

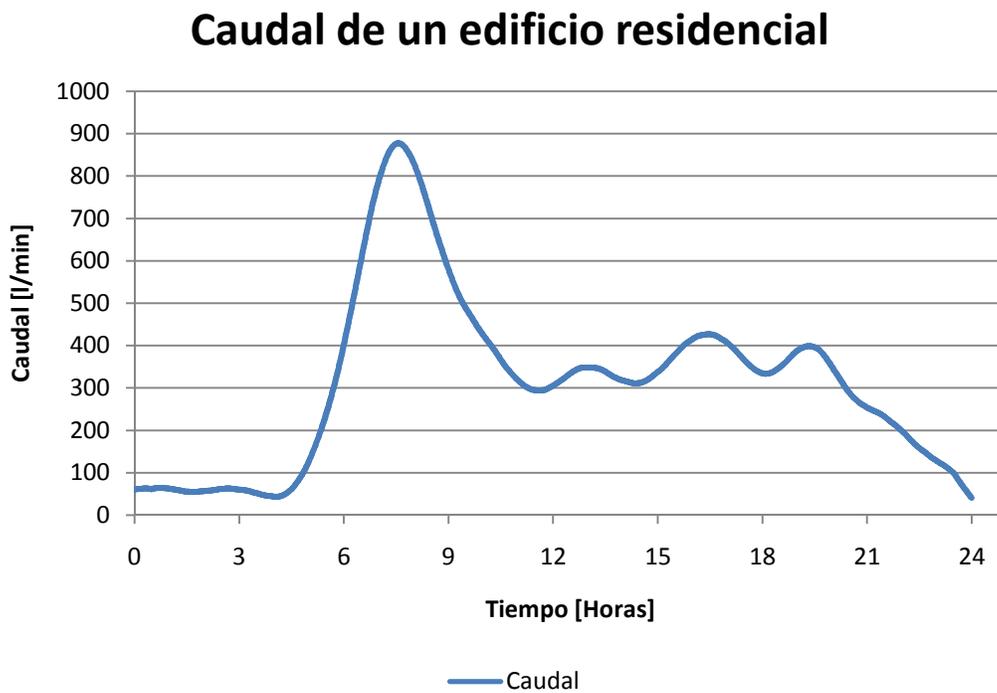


Gráfico 2. Curva de caudal promedio medidos en un edificio residencial.

Como se puede apreciar en la curva el caudal máximo alcanzado es de 877,4 (l/min), el cual representa un 71,3 % del QMP, este dato indica que los equipos calculados están sobredimensionados. Como era de esperarse el punto máximo se alcanza entre las 6 y 8 de la mañana y los caudales mínimos suceden durante la media noche.

Con los datos obtenidos en la medición del caudal para un edificio residencial, se tiene el comportamiento real en un edificio. Este mismo comportamiento se simulará en un banco de pruebas, utilizando los sistemas con hidroneumáticos y con variador de frecuencia.

Para este banco de pruebas se cuenta con tres bombas marca Pedrollo modelo 4CP100E de 1 HP, 380 V y 2,6/4,4 A. En la ilustración 32 se muestra la curva característica del modelo elegido.

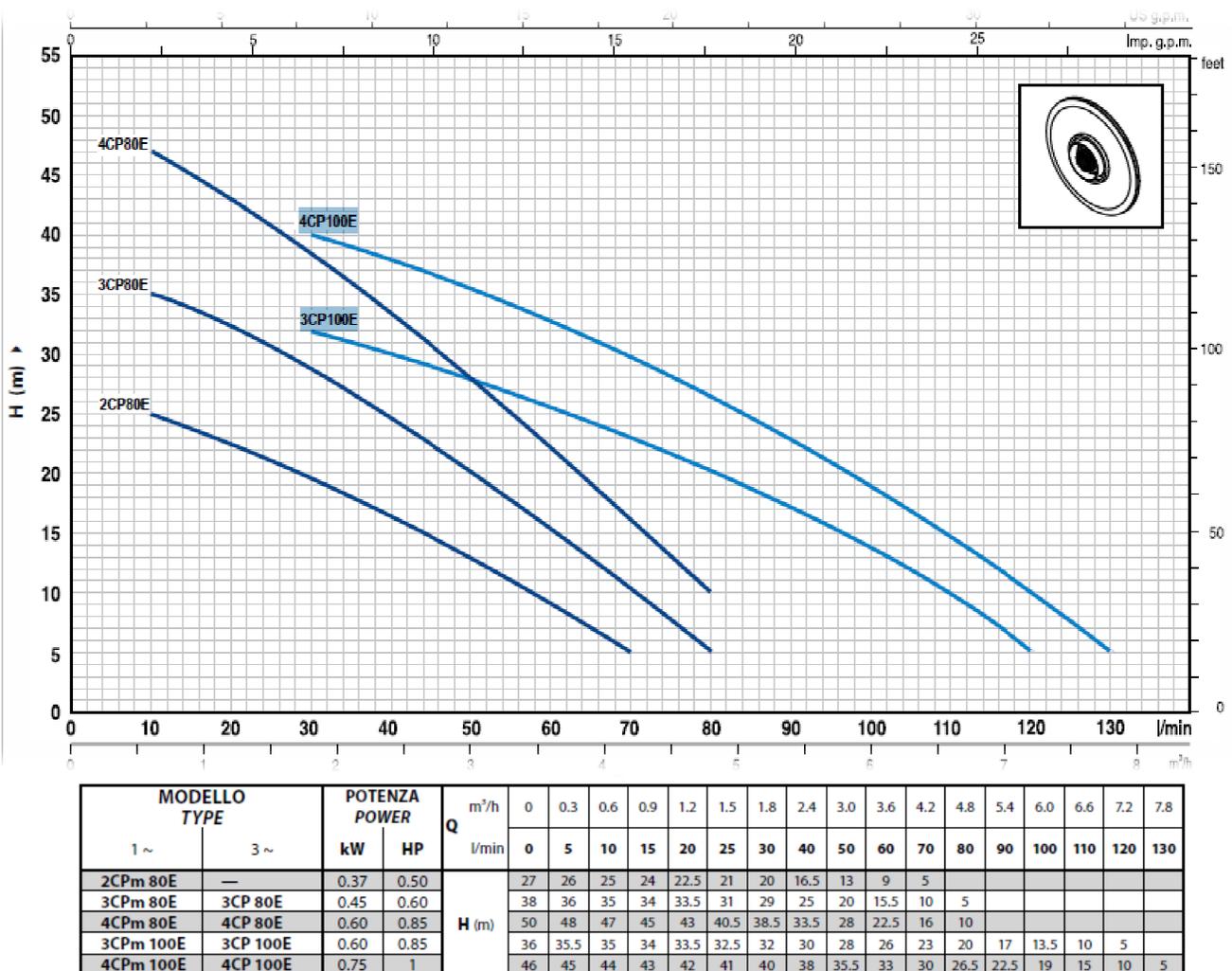


Ilustración 32. Curva característica para las bombas 2-3-4CP.

Según los datos obtenidos de las tablas para este tipo de bomba, se normalizaron los valores del caudal medido para que puedan ser simulados en el banco de pruebas. En este caso se cuentan con tres bombas de mismo tipo.

La bomba elegida permite manejar caudales que van desde los 5 l/min a los 130 l/min consiguiendo alturas de 45 m y 5 m respectivamente. Para obtener un mejor rendimiento de la bomba se suele elegir los puntos de trabajos entre la mitad y los máximos caudales. En este caso los puntos de trabajo se eligieron con el banco de pruebas armado, ya que era necesario comprobar que los datos seleccionados efectivamente se podrían medir.

El criterio para la elección de los puntos se baso en conseguir la menor presión posible para no sobrecargar el sistema a esfuerzo necesario. La presión de trabaja P_a quedo determinada en 21 m²² por lo que el caudal Q_a es de 95 l/min, el caudal máximo se estableció en 260 l/min, por lo que para normalizar el sistema se multiplicaron todos los valores de caudal obtenidos por el factor 0,269, el que viene de la relación entre el caudal máximo requerido para el banco de pruebas y el caudal máximo alcanzado en las mediciones.

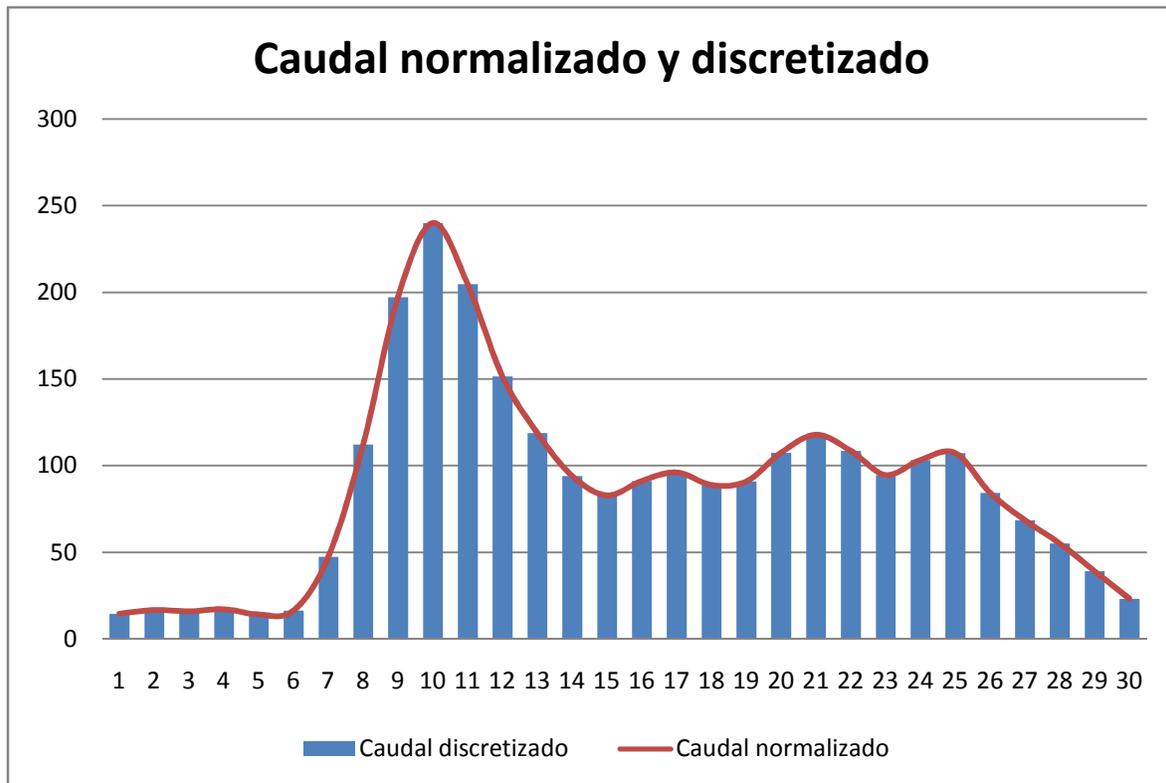


Gráfico 3. Curva de caudal normalizado y discretizado para medir en el banco de pruebas.

Con la curva normalizada se discretizaron los datos para poder realizar las pruebas, ya que el dispositivo regulador del caudal es una válvula de bola, fue necesario diseñar un método de medición adecuado ya que la válvula de bola no se caracteriza por tener una

²² Con presiones menores a 21 (m) se tenía problemas para hacer la prueba con el sistema hidroneumático ya que se alcanzaban presiones muy bajas y el sistema colpsaba.

sensibilidad muy precisa al momento de abrir y cerrar, por lo que hubiera hecho imposible realizar todas las mediciones de forma continua y obtener los caudales deseados de manera rápida. Debido a esto fue que se discretizaron todos los datos de la curva de manera de llevarlo a 30 intervalos, los cuales corresponden a 48 medidas consecutivas. La elección de ese número de escalones se debe a que fue la menor medida de escalones que no distorsionaran de manera muy significativa a la curva²³. En el gráfico 3 es posible ver la curva normalizada y la discretización de la misma

4.2. Diseño banco de prueba y mediciones.

Para implementar el banco de pruebas, primero es necesario distinguir los implementos que serán comunes para ambos sistemas y los que serán independientes.

En la tabla 4 se muestran los componentes comunes e independientes para cada sistema.

Tabla 4. Componentes comunes banco de prueba

MATERIALES COMUNES		
Descripción	Unidad	Cantidad
Bombas Pedrollo 4 CP 100 1HP 380 volts	un	3
Tubería PVC hid C-10 50 mm	ml	8
Tubería PVC hid C-10 32 mm	ml	1
Tubería PVC hid C-10 20 mm	ml	1
Valvula de paso 32 mm cementar	un	1
Válvula bola 2"	un	1
Válvula bola 1"	un	7
Válvula bola 20 x 1/2"	un	1
Válvula retención p/bronce 1"	un	3
Manómetro glicerina 0-10 bar	un	1
Unión americana PVC hid 32 mm	un	7
Codo PVC hid 20 mm x 90 °	un	3
Codo PVC hid 32 mm x 90 °	un	3
Codo PVC hid 50 mm x 90 °	un	9
Codo PVC hid 50 mm x 45 °	un	3
Tee PVC hid 50 x 50 x 32 mm	un	4
Tee PVC hid 50 x 50 x 50 mm cem	un	1
Tee PVC hid 32 x 32 x 25 cem	un	1
Tee PVC hid 20 x 20 x 20 cem	un	4
Terminal PVC hid 20 x 1/2" cem/He	un	2
Terminal PVC hid 32 x 1" cem/He	un	21
Terminal PVC hid 50 x 2" cem/He	un	2
Terminal PVC hid 20 x 1/2" cem/Hi	un	5
Terminal PVC hid 32 x 1" cem/Hi	un	1
Buje PVC hid 50 x 32 mm	un	3
Pegamento PVC 250 cc	un	3
Hilos tuerca galv. 1"	un	3
Hilos tuerca galv. 1/2"	un	5
Hilos tuerca galv. 1/4"	un	3
Bushing galv. 1/2" x 1/4"	un	5
Tubo PVC cond 20 mm x 3000 mm	un	2
Cable AWG 14 rojo	ml	25
Cable AWG 14 negro	ml	25
Cable AWG 14 azul	ml	25
Cable AWG 14 verde	ml	20
Cable AWG 14 blanco	ml	20
Abrazadera RC 50 mm	un	9

²³ En un principio se discretizó en 24 escalones, pero el máximo no se veía reflejado de manera fidedigna, ya que para cubrir el máximo solo era necesario que hubieran 2 bombas en el sistema.

Como se puede apreciar en la tabla 4, el manifold del banco de pruebas está constituido tanto en la impulsión como en la aspiración por cañerías de PVC hidráulico de 50 mm. Además se diseñó que se tenga un recorrido en los cuales se presenten varios codos para simular pérdidas del sistema. La instalación del banco de prueba quedó determinado como lo muestra las ilustraciones 33,34 y 35



Ilustración 33. Bombas y estanque hidroneumático banco de pruebas



Ilustración 34. Aspiración e impulsión banco de pruebas.



Ilustración 35. Recorrido de cañerías del banco de pruebas.

Los sistemas de control instalados en el banco de prueba están conformados por tres presostatos en el caso de tener un sistema de control por estanque hidroneumático y por un transductor de presión en el caso del sistema con variador de frecuencia. Esta rama de control es conocida como *arbolito* y se muestra en la siguiente ilustración:



Ilustración 36. Configuración del sistema de control del banco de pruebas.

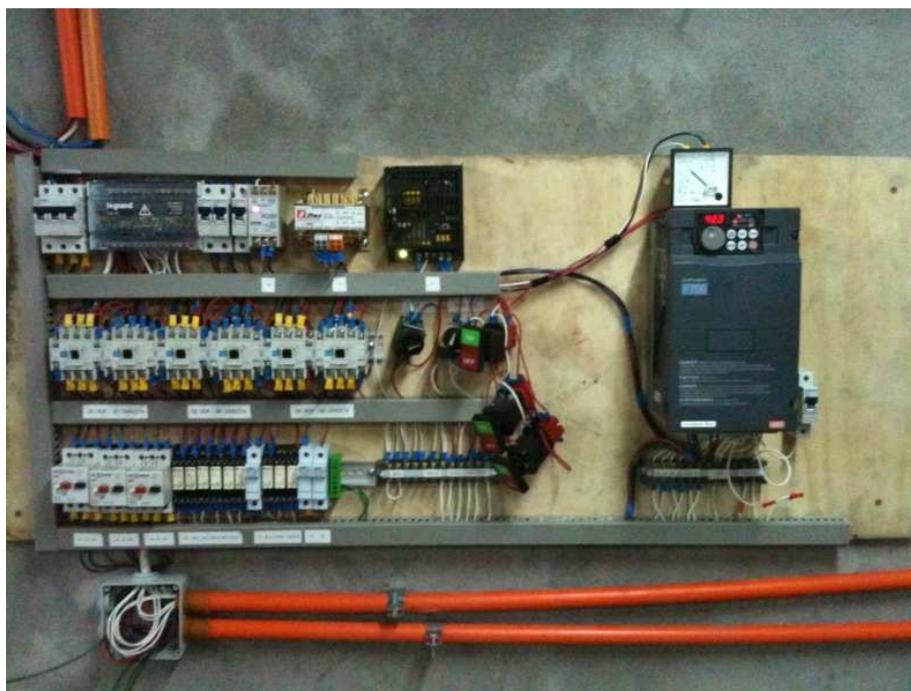


Ilustración 37. Tablero eléctrico y variador de frecuencia del banco de pruebas.

En la ilustración 37 es posible apreciar el tablero eléctrico y el variador de frecuencia que se utilizó para realizar las pruebas.

Debido a que el caudal a impulsar y el manifold a utilizar es el mismo, ambos sistemas tendrán en común las pérdidas, las que se muestran en la tabla 5 y en la tabla 6 se muestran los coeficientes utilizados para cada singularidad²⁴. En este caso se utilizó el método cinético.

Tabla 5. Pérdidas del banco de pruebas utilizando el método cinético

TRAMO	Q. I.	Q. M.P.	D. NOM.	D. INT.	Vel.	V ² /2g	ΣK	ΣK * V ² /2g	LARG O	J	J x L	ΣKV ² /2g+J*L	J total Acum.	COTA	P.I.	P.F.	PUNTO	
1	2	270	260	50	45,2	2,70	0,37	10,90	4,06	1,00	0,1423	0,14	4,20	4,20	1,00	21,09	15,89	2
2	3	270	260	50	45,2	2,70	0,37	1,20	0,45	1,88	0,1423	0,27	0,71	4,91	2,88	15,89	13,30	3
3	4	270	260	50	45,2	2,70	0,37	0,90	0,33	3,72	0,1423	0,53	0,86	5,78	2,88	13,30	12,43	4
4	5	270	260	50	45,2	2,70	0,37	0,90	0,33	1,12	0,1423	0,16	0,49	6,27	2,88	12,43	11,94	5
5	6	270	260	50	45,2	2,70	0,37	1,50	0,56	2,41	0,1423	0,34	0,90	7,17	2,88	11,94	11,04	6
6	7	270	260	50	45,2	2,70	0,37	1,20	0,45	1,60	0,1423	0,23	0,67	7,85	2,88	11,04	10,36	7
7	8	270	260	50	45,2	2,70	0,37	0,90	0,33	1,08	0,1423	0,15	0,49	8,33	1,20	10,36	11,56	8
8	9	270	260	50	45,2	2,70	0,37	11,80	4,39	0,90	0,1423	0,13	4,52	12,85	1,20	11,56	7,04	9

²⁴ Para calcular las pérdidas del sistema se utilizó la planilla de cálculo que se utilizó en Tefra.

Tabla 6. Coeficientes k para las singularidades del método cinético.

COEFICIENTES K												
		Ampliación	Valv. de retención	Terminal	Entrada en tubo	Codos	LL.paso	LLv Jardín	Tee paso directo	Tee salida lateral	Tee salida bilateral	TOTAL COEFICIENTES K
K		0,3	2,5	0,1	1,0	0,9	10,0	10,0	0,6	1,3	1,8	
matriz	MAP											0,00
Red Domiciliaria												
1	2					1	1					10,90
2	3	1				1						1,20
3	4					1						0,90
4	5					1						0,90
5	6	2				1						1,50
6	7	1				1						1,20
7	8					1						0,90
8	9	1				1	1		1			11,80

A continuación se describen las consideraciones y los métodos de medición para los sistemas hidroneumáticos y con variador de frecuencia.

4.2.1. Sistema hidroneumático

Para el sistema hidroneumático se tiene los siguientes materiales independientes

Tabla 7. Componentes independientes sistema hidroneumático.

MATERIALES HIDRONEUMÁTICO		
Descripción	Unidad	Cantidad
Hidroneumático vertical 100 lts.	un	1
Tablero eléctrico PD 1 HP X 3, 380 volts	un	1
Presóstato SQD FYG-22 7 bar	un	3

En este caso se considera el sistema con un estanque hidroneumático de 100 l²⁵.

Como se mencionó en la capítulo dos, los sistemas basados en estanques hidroneumático tendrán un funcionamiento entre dos presiones, en este caso entre 21 m y 31 m. El primer presostato se regulará bajo estos parámetros, el segundo se regulará entre las presiones 19 m y 29 m respectivamente y el tercer quedará regulado entre 17 m y 27 m. Esto quiere decir que cuando la bomba N°1 este impulsando un caudal tal que la presión del sistema es inferior a 21 m, el segundo presostato hará partir la segunda bomba y en caso que, aunque estén las dos bombas en funcionamiento, la presión se siga cayendo bajo los límites, entrará la tercera bomba.

De manera equivalente a la descrita anteriormente se irán desactivando las bombas según se vayan superando las presiones de desconexión del presostato, en este caso la

²⁵ Viene de considerar un $Q_a= 95$ (l/min); $P_a=21$ (m); $Q_b=68$ (l/min); $P_b=31$ (m); utilizando las ecuaciones 28,29 y 30 se obtiene un $Q_m=44,5$ (l/min), un $V_r= 24,45$, $V=100,25$ (l).

última bomba que entró al sistema es la primera en salir y no se produce una alternancia de bombas en cada partida.

De lo descrito anteriormente se puede deducir que en estos sistemas se pueden presentar los siguientes escenarios o estado:

- La bomba 1 parte y para de manera sucesiva ya que el caudal requerido no es el suficiente para impedir que la bomba alcance la presión de corte
- La bomba 1 se mantiene funcionando constantemente
- La bomba 1 funciona constantemente y la bomba 2 funciona de manera intermitente
- Las bombas 1 y 2 funcionan de manera constante.
- Las bombas 1 y 2 funcionan de manera constante y la bomba 3 funciona de manera intermitente.
- Las bombas 1, 2 y 3 funcionan de manera permanente.

Para realizar las pruebas se considerará que cada escalón tiene una duración de un minuto. Este tiempo es el menor tiempo bajo el cual se pueden tomar las mediciones de manera segura y da la posibilidad de registrar varios intervalos de casos interesantes de cada sistema. Se podría haber tomado un tiempo mayor, pero por razones de costos de la energía utilizada se trató de minimizar el tiempo de mediciones.

1. Se toma un valor de escalón de la curva discretizada y se simula en el banco de pruebas, dejando el sistema funcionando por lo menos por 30 s para evitar cualquier perturbación.
2. Durante el minuto que dura la prueba se mide la corriente, voltaje y tiempo de duración de cada estado visto anteriormente. Se medirán tantos estados hallan en la duración de la prueba. Para la medición se utilizará un multímetro de tenaza para medir voltaje y corriente y un cronómetro para medir tiempo. Es indispensable discriminar entre las corrientes y voltajes según el número de bombas están en funcionamiento.
3. Se considera que para el primer escalón el sistema parte presurizado, y para cada frontera se realiza el estudio independiente de manera de medir si el siguiente escalón parte presurizado o no.

4.2.2. Sistema con variador de frecuencia

Para el sistema con variador de frecuencia se tiene los siguientes materiales independientes

Tabla 8. Componentes independientes sistema variador de frecuencia

MATERIALES VARIADOR DE FRECUENCIA		
Descripción	Unidad	Cantidad
Variador de frecuencia Mitsubishi F-740/0053 3HP	un	1
Hidroneumático vertical 50 lts.	un	1
Tablero eléctrico VF 1 HP X 3, 380 volts	un	1
Transductor de presión	un	1

En este caso se considera el sistema con un estanque hidroneumático de 50 l²⁶.

Como se mencionó anteriormente, los variadores de frecuencia mantienen constante en todo momento la presión. El funcionamiento del sistema consiste en que cuando el variador, mediante el transductor de presión, detecte que empieza a bajar la presión comenzará a acelerar una bomba suavemente. A medida que el consumo de caudal, y por ende la caída de la presión, aumente la bomba se irá acelerando hasta llegar a los 50 Hz, en ese caso si se mantiene a esa frecuencia por 4 segundos²⁷, conectará esa bomba directamente a la red eléctrica y el variador comenzará a acelerar suavemente la segunda bomba. Si la primera bomba se mantiene bajo los 35 Hz durante 5 segundos el variador se preparará para entrar en modo “*dormir*” en el cual produce una presión por sobre la referencia en un 10% y se desconecta. El modo “*dormir*” solo ocurre cuando se tiene una sola bomba funcionando.

Cuando existen dos bombas en funcionamiento pueden ocurrir dos escenarios, el primero es que la segunda bomba funcione bajo los 35 Hz por más de 4 segundos, desconectará la bomba que está conectada directamente de la red y luego acelerará la bomba con la que queda regulando para alcanzar la referencia. El otro escenario es que la segunda bomba acelere y se mantenga por sobre los 35 Hz.

Si las dos bombas se mantienen en 50 Hz por más de 4 segundos, la segunda bomba se conecta directo a la red y la tercera bomba se comienza a acelerar de manera suave y se vuelve a repetir los posibles escenarios descritos anteriormente.

En este caso el sistema desconectará la primera bomba que entró al sistema, y tendrá alternancia de bomba en cada partida de las bombas.

²⁶ No existe un cálculo matemático que permita establecer el volumen del estanque hidroneumático que lleva este sistema. Por normativa de los proyectos de Tefra siempre ponen un estanque de no más de 300 [l]. Se utiliza para que las bombas no deban partir en caso que exista alguna gotera o consumos mínimos.

²⁷ Tiempo ingresado en el variador, puede ser modificado.

A diferencia del caso con hidroneumático aquí se realizarán mediciones cada 10 segundos, es decir se tendrán 6 medidas por cada escalón y se promediarán los casos que tengan el mismo escenario de manera de tener un solo valor por escenario en cada escalón.

1. Se toma un valor de escalón de la curva discretizada y se simula en el banco de pruebas, dejando el sistema funcionando por lo menos por 30 s para evitar cualquier perturbación.
2. Durante el minuto que dura la prueba se mide la corriente, voltaje y tiempo de duración de cada estado visto anteriormente. Se medirán tantos estados hallan en la duración de la prueba. Para la medición se utilizará un multímetro de tenaza para medir voltaje y corriente y un cronómetro para medir tiempo. Es indispensable discriminar entre las corrientes y voltajes según el número de bombas están en funcionamiento.
3. Se considera que para el primer escalón el sistema parte presurizado, y para cada frontera se realiza el estudio independiente de manera de medir si el siguiente escalón parte presurizado o no.

4.2.3. Resultado y análisis de las mediciones obtenidas en las pruebas.

En la tabla 9 es posible ver un resumen de las principales variables medidas en las pruebas. En el anexo IV se muestran todos los datos obtenidos en las pruebas realizadas.

Durante la realización de las pruebas se puede apreciar que en ambos sistemas ocurrieron los escenarios planteados en un principio.

Con respecto al tiempo de operación de las bombas para los diferentes consumos presentados, se tiene que para el sistema hidroneumático no funcionó ninguna bomba un 20,5% del tiempo total de la prueba en cambio para el sistema con variador de frecuencia permaneció un 9,9% del tiempo sin que funcionara ninguna bomba, estos valores eran esperables debido a que se utiliza un estanque hidroneumático de menor capacidad en el caso del variador de frecuencia, por lo que se hace necesario compensar esta diferencia teniendo las bombas en funcionamiento un mayor tiempo.

Una situación inversa a lo planteado en el párrafo anterior ocurre cuando funcionan una o dos bombas, en este caso el sistema con variador de frecuencia presenta un tiempo mayor de funcionamiento en ambos casos (57,4% y un 25,6% del tiempo total de las pruebas respectivamente) que en comparación con el sistema hidroneumático (50,5% y 18,4%). Lo que llama la atención en este caso es la gran diferencia de tiempo de funcionamiento de dos bombas (un 39% entre los sistemas), esto ocurre debido a que la característica del consumo de agua que se presenta en el edificio tiene puntos de caudal que deben ser suplidos por dos bombas pero el caudal no es lo suficientemente alto como para

dejar ambas bombas en funcionamiento permanentemente por lo que cuando entra la segunda bomba llega rápidamente al nivel de presión de desconexión, y el tiempo que se demora en llegar la presión al nivel de conexión de la segunda bomba es mayor que el tiempo de funcionamiento de la segunda bomba.

Tabla 9. Resumen de datos para las pruebas de ambos sistemas.

	Hidroneumático	Variador de frecuencia	Diferencia (%)
Tiempo total [s]	1800	1800	0%
Tiempo sin bomba [s]	368,2	178,3	52%
Tiempo 1 bomba [s]	908,1	1033,8	-14%
Tiempo 2 bombas [s]	331,2	460,9	-39%
Tiempo 3 bombas [s]	192,5	127	34%
Corriente²⁸ 1 bomba [A]	1,7	1,1	35%
Corriente 2 bombas [A]	3,5	2,2	37%
Corriente 3 bombas [A]	5,2	4,4	15%
Corriente max 1 bomba [A]	1,9	1,7	11%
Corriente max 2 bombas [A]	3,7	3,3	11%
Corriente max 3 bombas [A]	5,6	5,6	0%
Voltaje 1 bomba [V]	374,5	372,3	1%
Voltaje 2 bombas [V]	371,5	373	0%
Voltaje 3 bombas [V]	373,8	372	0%
Voltaje max 1 bomba [V]	382	377	1%
Voltaje max 2 bombas [V]	377	375	1%
Voltaje max 3 bombas [V]	376	378	-1%
Potencia 1 bomba [W]	1046,7	665,2	36%
Potencia 2 bombas [W]	2092,6	1326,4	37%
Potencia 3 bombas [W]	3164,3	2678,6	15%
Potencia max 1 bomba [W]	1092,1	990,6	9%
Potencia max 2 bombas [W]	2149,6	1884,3	12%
Potencia max 3 bombas [W]	3218,6	3253,3	-1%
Energía [Wh]	618,1	462,9	25%

Para el caso que se tienen funcionando tres bombas ocurre que se tiene un mayor tiempo de funcionamiento para el caso hidroneumático (10.7%) que para el sistema con variador de frecuencia (7,1%).

Al analizar la corriente se puede apreciar que para el caso hidroneumático existe una diferencia que no supera al 10% entre la corriente promedio y la corriente máxima de funcionamiento tanto para una, dos y tres bombas. En cambio para el sistema con variador de frecuencia se tiene una diferencia considerable que varía entre 21% y 35%. Esta diferencia es reflejo de que el variador de frecuencia puede modificar la curva característica de la bomba con lo que logra consumos de corriente bajo el nominal cuando el caudal requiere solo un porcentaje del funcionamiento de la bomba. En cambio para el caso del sistema con hidroneumático la bomba está regida únicamente por la curva característica a

²⁸ La corriente corresponde al promedio entre las tres fases.

los 50 Hz. En el gráfico 4 es posible apreciar el comportamiento de la corriente²⁹ durante toda la prueba tanto para el sistema hidroneumático como para el variador de frecuencia.

Corrientes para sistema hidroneumático y variador de frecuencia

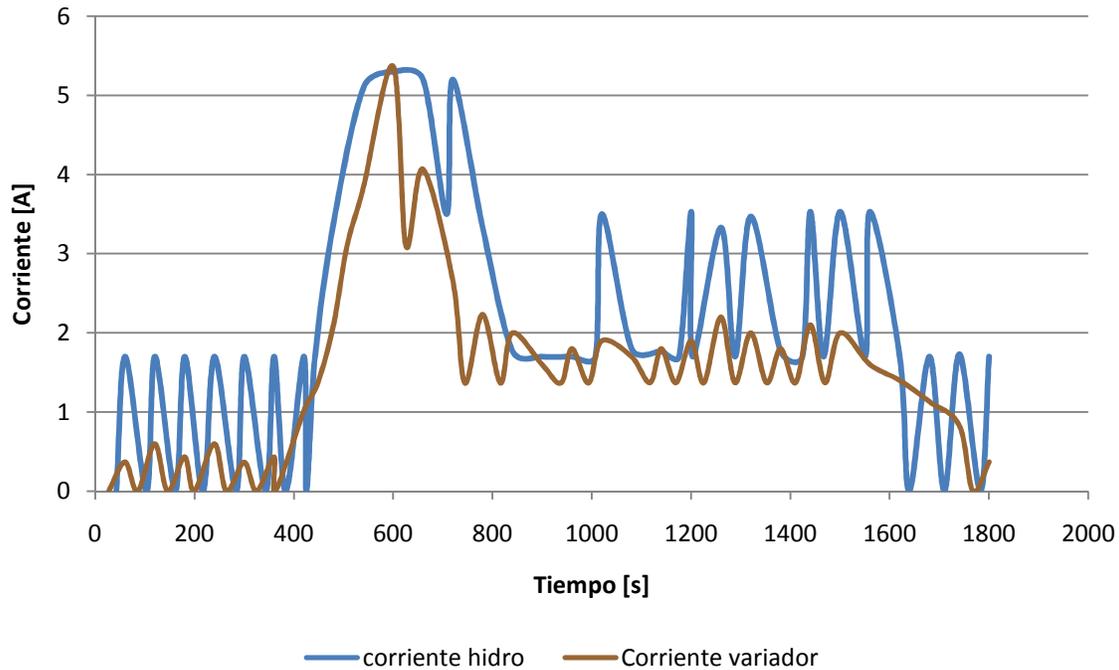


Gráfico 4. Intensidad de corriente para el sistema hidroneumático y con variador de frecuencia

Es interesante apreciar de los resultados obtenidos se distinguen claramente la forma de funcionamiento del sistema planteados anteriormente, los cuales se muestran de manera más clara en el gráfico 5. Entre los 0 s y 420 s se tiene el caso que funciona solamente una bomba o no funcionan ninguna bomba, el cual se nominara como caso A. Entre los 420 s y los 780 s funcionan tres o dos bombas, este caso es el B. Entre los 780 s y los 1560 s se produce una alternancia de funcionamiento entre una y dos bombas, nominado caso C, y entre 1560 s y 1800 s se tiene en funcionamiento una bomba o ninguna que corresponderá al caso D.

²⁹ La corriente graficada corresponde al promedio de las tres fases para cada caso. Para realizar el gráfico se sumaron todos los tiempos en el cual no funcionaba ninguna, o funcionaba uno dos o tres bombas y se consideraron como un solo tiempo para cada caso.

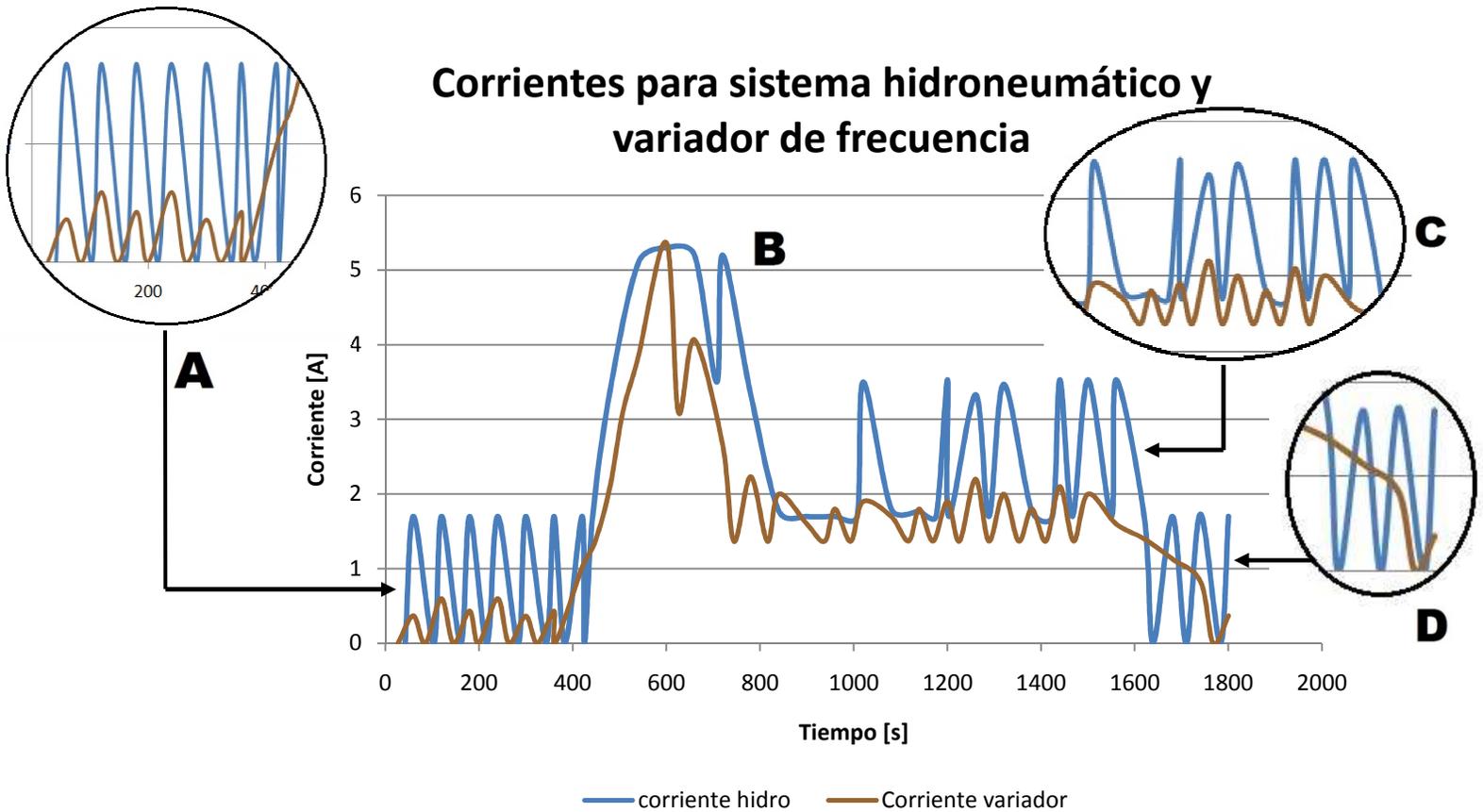


Gráfico 5. Sectorización de la intensidad de corriente para el sistema hidroneumático y con variador de frecuencia

En primer lugar en la caso A para el sistema hidroneumático cada vez que parte la bomba llega a consumir entre 1,6 A y 1,7 A, en cambio para el caso con variador de frecuencia la intensidad de corriente varía en cada partida pero no supera los 0,7 A salvo en la transición entre el funcionamiento de una a dos bombas que alcanza los 1,4 A. Aquí se ve la ventaja que tiene el tener un sistema con variador de frecuencia ya que puede regular el comportamiento de la bomba de manera de entregar la potencia justa para la demanda solicitada, en cambio en el sistema hidroneumático se tiene que aunque se necesite un 20% de la potencia de la bomba, esta entregará un 100% .

El tiempo en el cual no hay ninguna bomba funcionando para el caso hidroneumático es de 273 s, en cambio para el sistema con variador de frecuencia se tiene un tiempo total de 145 s justificando esta diferencia en la mayor capacidad que tiene el estanque hidroneumáticos para el primer caso, lo cual le permite mantener presurizada la red por mayor tiempo sin que tenga que funcionar alguna bomba. Para el caso en que funciona una bomba se tiene que para el primer sistema un tiempo de 148 s y para el segundo sistema 269 s.

Un punto interesante de analizar es cuando se produce el cambio al siguiente escenario donde funcionarían dos y tres bombas. El sistema con variador de frecuencia tiene una reacción instantánea al cambio del consumo de agua y comienza a entregarle más potencia al sistema de manera de ir supliendo la demanda de manera suavizada, en cambio el sistema con hidroneumático tiene un retardo en su reacción lo cual se puede apreciar que cuando ocurre el último cambio y entra en funcionamiento una bomba tiene que poner en funcionamiento rápidamente la segunda y la tercera bomba para satisfacer la demanda.

En el caso B se tiene el consumo más alto de agua por lo que las bombas deben funcionar a su capacidad máxima. Se puede observar que ocurre un solo periodo de oscilación entre dos y tres bombas. Para el caso hidroneumático se tiene un tiempo mayor de funcionamiento para tres bombas, alrededor de 192 s en cambio para el sistema con variador de frecuencia se tiene un lapso de funcionamiento de 127 s. Esta diferencia se debe principalmente a que en los puntos adyacentes al punto máximo de consumo se tiene un requerimiento que no es lo suficiente alto como hacer partir las tres bombas pero si es considerable como para que en el caso hidroneumático no alcance de manera rápida el punto de desconexión de la tercera bomba, a diferencia del sistema con variador de frecuencia que su reacción es casi instantánea³⁰. En ambos casos se alcanza una corriente máxima de 5,3 A cuando funcionan tres bombas, pero el sistema con variador de frecuencia también reguló la tercera bomba a valores inferiores al máximo. Al igual que en el caso anterior se puede percibir que el sistema con variador de frecuencia tiene una reacción casi instantánea al cambio de consumo de agua, ya que comienza a bajar

En el caso C el sistema con variador de frecuencia tiene un tiempo de funcionamiento para dos bombas de 316 s y para una bomba de 464 s, en cambio para el otro sistema se tiene dos bombas un tiempo de 186 s y para una bomba 594 s. Lo interesante de este caso es el valor de la corriente para ambos sistemas cuando trabaja una bomba, para el sistema con variador de frecuencia alcanza un valor de 1,4 A en cambio para el sistema hidroneumático se tiene un valor de 1,7 A y se puede apreciar que cuando entra la segunda bomba para el sistema hidroneumático entra a toda su capacidad alcanzando los 3,4 A en cambio para el sistema con variador de frecuencia solo se alcanza 2,2 A, ocurriendo un fenómeno parecido al caso A.

Al igual que en los dos casos anteriores es posible apreciar la reacción inmediata del sistema de variador de frecuencia ante el cambio de consumo de agua que ocurre en la transición al caso D lo cual permite un cambio en el funcionamiento del sistema más suavizado, en cambio el sistema hidroneumático tiene un cambio brusco.

En caso D es el más corto de los cuatro casos vistos y se puede considerar más que nada un estado de transición de mayor prolongación que los anteriores. El comportamiento

³⁰ Solo debe cumplir los requerimientos del modo dormir para detener la bomba.

del sistema hidroneumático es muy similar al del caso A, pero el sistema con variador de frecuencia es diferente ya que presenta una caída paulatina de la corriente hasta llegar al nivel de que no funcione ninguna bomba y luego de esto comienza a funcionar como en el caso A.

El sistema hidroneumático presenta un tiempo de funcionamiento de una bomba de 150 s y sin que funcione ninguna bomba de 91 s. En cambio el con variador de frecuencia tiene una bomba durante 272 s y ninguna bomba por 27 s.

Con respecto a los voltajes, ambos casos presentan un comportamiento estable produciéndose una diferencia de 1% entre el voltaje promedio y el voltaje máximo que se midió durante las pruebas realizadas. Para realizar un análisis mayor del comportamiento del voltaje en la bomba que está siendo controlada por el variador se necesita de un equipo de medición más sofisticado que sea capaz de medir el voltaje y la frecuencia durante toda la prueba, con esto se podrían realizar gráficos exactos de cómo va variando el voltaje según sea el requerimiento del sistema.

Como era esperable debido a que el voltaje de entrada no presenta variaciones significativas el comportamiento de la potencia en ambos sistemas es similar al de la corriente. En el gráfico 6 se aprecian los valores máximos de potencia para ambos sistemas que se alcanzó durante la simulación.

Aquí se muestra que el variador de frecuencia es un dispositivo de ahorro de energía y no de potencia ya que en el punto máximo del requerimiento de caudal ambos sistemas alcanzan casi el mismo valor, por lo que la capacidad de la instalación debe ser la misma para ambos sistema. En cambio en los puntos donde existe un requerimiento de caudal promedio el variador de frecuencia tiene un valor en la potencia menor que en el sistema con variador de frecuencia y es aquí donde se producen los mayores ahorros de energía.

El ahorro para los sistemas con hidroneumático se produce gracias al volumen del estanque hidroneumático, mientras mayor sea este volumen mayor tiempo estará el sistema presurizado sin tener la necesidad que funcione una bomba. Para el sistema con variador de frecuencia el ahorro está la capacidad de variar curva de la bomba en conjunto con el modo “*dormir*” y el pequeño estanque hidroneumático que permite detener la bomba cuando el consumo es mínimo.

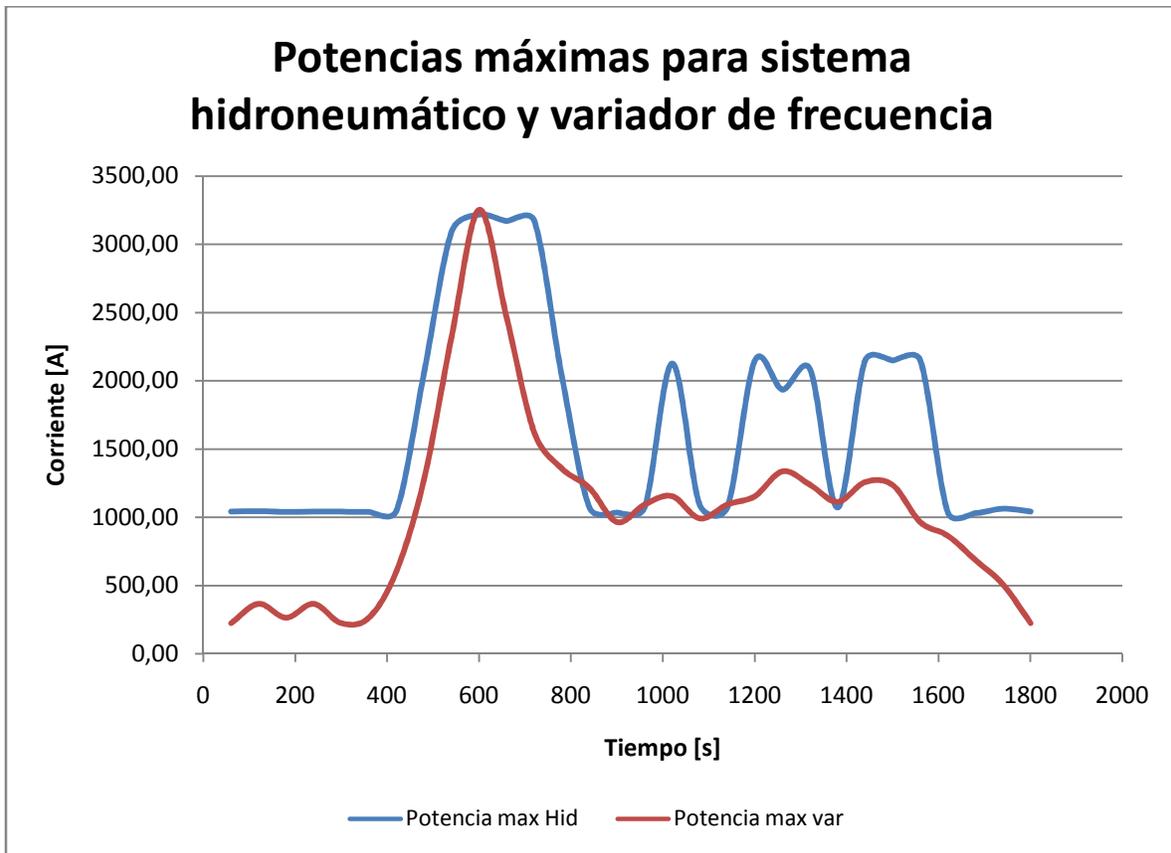


Gráfico 6. Potencia máxima del sistema hidroneumático y variador de frecuencia

4.2.4. Comparación desde el aspecto energético de ambos sistemas

Sin lugar a dudas el aspecto más interesante de estudiar es la diferencia energética que se produce entre estos dos métodos. En la tabla 10 se muestra un cuadro resumen con el consumo de electricidad y costo³¹ en la simulación, en un día y en un año

Tabla 10. Tabla comparativa de consumo de energía entre los sistemas hidroneumáticos y variador de frecuencia.

	Simulación (KWh)	Diario		Anual (KWh)	
		KWh	\$	KWh	\$
Estanque hidroneumático	0,618	29,669	2.334	10.829,34	851.910
Variador de frecuencia	0,463	22,217	1.748	8.109,17	637.908
Diferencia vf vs hidron.	25,1%	25,1%	25,1%	25,1%	25,1%

Existe un ahorro de un 25% en el uso de la energía si se utiliza el sistema con variador de frecuencia en vez del sistema con estanque hidroneumático

³¹ Se entregan los costos de la energía tanto para el valor diario como para el anual, considerando el valor neto de la energía en la tarifa BT1 según los valores entregados por Chilectra al 1 de marzo del año 2010. En este se tiene un valor de 78,665 \$/Kwh/día.

Consumo de Energía del sistema hidroneumático y variador de frecuencia

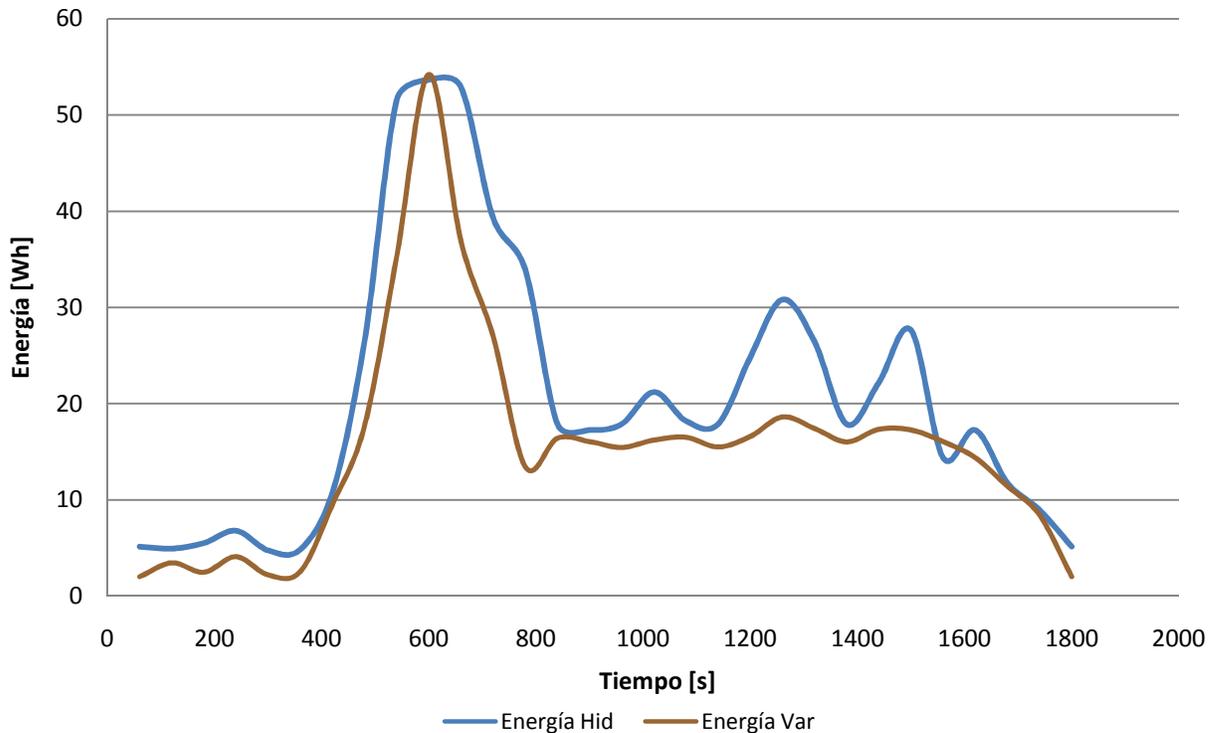


Gráfico 7. Energía consumida por el sistema hidroneumático y con variador de frecuencia.

El gráfico 7 muestra la diferencia que existe entre los consumos de energía de ambos sistemas, que se cuantifica como el área entre las curvas. Como se puede distinguir las zonas donde se produce un mayor ahorro es cuando está funcionando una o dos bombas ya que por las características de la demanda de agua en estas zonas el sistema no requiere el funcionamiento de las bombas a plena carga. Aun cuando en los primeros intervalos del gráfico las bombas del sistema hidroneumático tienen un rango muy corto de funcionamiento no logra compensar el ahorro que produce el variador al hacer funcionar las bombas a la potencia que el sistema lo requiere.

Capítulo 5

5. Análisis Económico.

En este capítulo se estudia el aspecto económico de los sistemas de elevación de agua. Se realiza un análisis con el método de las anualidades y se consideran todos los costos que involucran los equipos de elevación de agua

5.1. Evaluación

Para determinar el costo económico de los sistemas implementados, se propone un cálculo en base al método del valor actual neto para cada sistema. Aquí es necesario considerar los tiempos de vida útil de cada elemento, los costos de inversión, operación y mantenimiento. El costo de instalación no se considerara debido a que es el mismo para los dos casos y no resulta relevante en este estudio.

5.1.1. Costos para sistemas simulados

Los costos utilizados en este estudio están basados en los proveedores disponibles en el mercado Chileno. Los costos de las bombas fueron consultados en Koslan S.A el cual también nos entregó datos de la vida útil para estas, basado en estudios realizados por ellos. Los costos de los fitting y cañerías se consultaron a Larrain S.A. y el variador de frecuencia fue cotizado en Rhona. Para estimar los costos de mantención se consultó a la empresa Hidroservicio, que es la empresa que efectúa alrededor de 400 mantenciones mensuales.

a) Sistema con estanque hidroneumático

Para realizar el método de la anualidad se consideró como tiempo de vida útil para la bomba de 5 años, dato entregado por el proveedor, este valor considera una bomba que será utilizada bajo un régimen de partidas directas o estrella-triángulo.

Para este sistema se considera la necesidad de realizar una mantención mensual de modo preventivo y una mantención técnica donde se revisan las bobinas del motor, el sello y los rodets de la bomba.

Tabla 11. Costos para el sistema hidroneumático.

Costo de inversión	Costo [\$]	Vida Útil [años]
Bombas Pedrollo 4CP 100E	504.090	5
Tablero eléctrico variador de frecuencia	300.000	5
Presostato SQD FYG-22 7 bar	49.200	3
Hidroneumático vertical 100 [I]	164.100	5
Cañerías y fittings	47.380	30
Válvulas	114.987	2
Cables	12.250	10
Manómetro	7.035	2
Total	1.199.042	
COMA		
Mantenimiento preventiva	38.160	mensual
Mantenimiento técnica	80000	anual
Energía	2334	(\$*kWh/dia)

b) Sistema con variador de frecuencia

Los costos de mantención mensual para los sistemas que poseen variador de frecuencia son más altos que para un sistema hidroneumático, debido a que requerirá personal más capacitado y especializado en el tema de variadores de frecuencia. El costo por mantención técnica se mantiene ya que está relacionado con la bomba y no con el sistema de control.

Para el tiempo de vida de la bomba el proveedor sugiere utilizar 6 años, debido a que el variador permite a la bomba partir de manera suave, pero no se encontró ningún estudio o documento que respaldará esta afirmación por lo que se utilizarán el mismo periodo que en el caso hidroneumático.

El tiempo de vida del variador también fue consultado al proveedor, el cual puso hincapié en que dependerá de la agresividad del ambiente donde esté ubicado el tablero. Usualmente se instalan dentro del tablero por lo que se vería protegido y podría durar 5 años, pero en ciertas ocasiones se instalan fuera del tablero y la condensación de la sala reduce considerablemente la vida útil.

Tabla 12. Costos para el sistema con variador de frecuencia

Costo de inversión	Costo [\$]	Vida Util [años]
Bombas Pedrollo 4CP 100E	504.090	5
Variador de frecuencia Mitsubishi F740-2,2	504.761	5
Tablero eléctrico variador de frecuencia	250.000	5
Transductor de presión	110.000	5
Hidroneumático vertical 50 [I]	86.400	5
Cañerías y fittings	47.380	30
Válvulas	114.987	2
Cables	12.250	10
Manómetro	7.035	2
Total	1.639.903	
COMA		
Mantenimiento preventiva	42.400	mensual
Mantenimiento técnica	80.000	anual
Energía	1748	(kWh/día)

5.1.2. Valor actual neto.

Este método simplemente consta en sumar los costos que se involucran en un periodo determinado. El principio de este método es llevar al año cero o año inicial del proyecto todos los costos, para así poder compararlos de manera adecuada. Así el sistemas que entregue un menor VAN es la más indicada.

Una forma de calcular el VAN de manera sencilla es utilizando la siguiente formula

$$VAN = \sum_{s=1}^n \frac{C_s}{(1+i)^s} \quad \text{Ecuación 43}$$

donde:

C_s : Costo del periodo

n: periodo del estudio

i: tasa de interés

Para realizar el van se considerará una tasa de interés de 12% anuales y un periodo de estudio de 5 años. Se considera utilizar esta tasa, debido a que es la utilizada por el MIDEPLAN para proyectos de energía renovable³², A pesar que este proyecto no se considera como de energía renovable si podría considerarse como energía verde. El periodo de estudio se hizo a los 5 años debido a que corresponde al tiempo de vida de las bombas.

³² De acuerdo a memoria "Riego tecnificado con energía eólica en el norte de Chile" del ingeniero Manuel Navas.

Los resultados del VAN se pueden ver en la tabla

Tabla 13. Valor actual neto para ambos sistemas

Costos	Variador	Hidroneumático
Costo instalación	\$ 1.636.903	\$ 1.199.042
Costo sustitución	\$ 174.822	\$ 174.822
Costo mantención preventiva	\$ 1.650.699	\$ 1.650.699
Costo mantención técnica	\$ 288.382	\$ 288.382
Energía	\$ 2.299.525	\$ 3.073.934
VAN total	\$ 6.050.332	\$ 6.386.880

Existe la posibilidad de modificar un sistema de elevación de aguas con estanque hidroneumático, instalando un variador de frecuencia para que se encargue del control de equipo. En este caso se debe modificar el tablero eléctrico instalando un contactor adicional por bomba y reconfigurar el tablero. Así se tendrá un sistema con variador de frecuencia con un estanque hidroneumático de mucho mayor tamaño de lo usual, que proporcionara un rango mayor de tiempo en el que las bombas no funcionarían, esto se verá reflejado especialmente en los instantes cuando la demanda de caudal es baja.

Para el banco de pruebas se deberán instalar tres contactores y dos relés miniatura y el variador de frecuencia Mitsubishi F740-2,2. El monto que se debe invertir se puede apreciar en la tabla 14.

Tabla 14. Costos para modificar un sistema hidroneumático a variador de frecuencia

Costo de inversión	Costo [\$]	Vida Util [años]
Variador de frecuencia Mitsubishi F740-2,2	504.761	5
Contactores Mitsubishi SN 10	33690	5
Rele miniatura KH-102-2C	6160	5
Total	544.611	

Se realizaron simulaciones para este caso los cuales se pueden ver en la tabla 15.

Tabla 15. Datos para la simulación de un sistema hidroneumático comandando por un variador de frecuencia.

	Simulación (KWh)	Diario		Anual (KWh)		Diferencia ³³
		KWh	\$	KWh	\$	
Sistema variador/hidro.	0,454	21,831	1717	7.968,32	626.828	26,42%

En este caso resulta interesante estudiar el tiempo en que se recupera la inversión, ya que el costo de instalación para este caso se verá recuperado por el ahorro de energía que presentará el sistema. Para obtener los datos de recuperación de manera más detallada se

³³ Esta diferencia se hace comparándola con el caso hidroneumático.

confeccionó un VAN pero con periodos mensuales, los resultados se pueden ver en la tabla 16.

Tabla 16. VAN para los costos de energía en el sistema hidroneumático/variador de frecuencia.

Periodo (mes)	Costo energía/mensual Hidroneumatico	Costo energía mensual VF/hidro	Diferencia acumulada	Periodo (mes)	Costo energía/mensual Hidroneumatico	Costo energía mensual VF/hidro	Diferencia acumulada
1	\$ 69.394	\$ 51.912	\$ 17.482	21	\$ 56.872	\$ 42.544	\$ 332.961
2	\$ 68.707	\$ 51.398	\$ 34.792	22	\$ 56.309	\$ 42.123	\$ 347.146
3	\$ 68.027	\$ 50.889	\$ 51.929	23	\$ 55.751	\$ 41.706	\$ 361.191
4	\$ 67.353	\$ 50.385	\$ 68.898	24	\$ 55.199	\$ 41.293	\$ 375.098
5	\$ 66.686	\$ 49.886	\$ 85.698	25	\$ 54.653	\$ 40.884	\$ 388.866
6	\$ 66.026	\$ 49.392	\$ 102.332	26	\$ 54.111	\$ 40.479	\$ 402.498
7	\$ 65.372	\$ 48.903	\$ 118.801	27	\$ 53.576	\$ 40.078	\$ 415.995
8	\$ 64.725	\$ 48.419	\$ 135.107	28	\$ 53.045	\$ 39.682	\$ 429.359
9	\$ 64.084	\$ 47.940	\$ 151.251	29	\$ 52.520	\$ 39.289	\$ 442.590
10	\$ 63.450	\$ 47.465	\$ 167.236	30	\$ 52.000	\$ 38.900	\$ 455.690
11	\$ 62.822	\$ 46.995	\$ 183.063	31	\$ 51.485	\$ 38.515	\$ 468.661
12	\$ 62.200	\$ 46.530	\$ 198.733	32	\$ 50.975	\$ 38.133	\$ 481.503
13	\$ 61.584	\$ 46.069	\$ 214.247	33	\$ 50.471	\$ 37.756	\$ 494.218
14	\$ 60.974	\$ 45.613	\$ 229.608	34	\$ 49.971	\$ 37.382	\$ 506.807
15	\$ 60.370	\$ 45.161	\$ 244.817	35	\$ 49.476	\$ 37.012	\$ 519.272
16	\$ 59.773	\$ 44.714	\$ 259.876	36	\$ 48.986	\$ 36.645	\$ 531.613
17	\$ 59.181	\$ 44.272	\$ 274.785	37	\$ 48.501	\$ 36.283	\$ 543.831
18	\$ 58.595	\$ 43.833	\$ 289.547	38	\$ 48.021	\$ 35.923	\$ 555.929
19	\$ 58.015	\$ 43.399	\$ 304.162	39	\$ 47.546	\$ 35.568	\$ 567.907
20	\$ 57.440	\$ 42.970	\$ 318.633	40	\$ 47.075	\$ 35.215	\$ 579.767

Como se puede ver en la tabla 16 en el mes treinta y nueve se termina de financiar el variador de frecuencia y la modificación del tablero de manera que desde ese mes en adelante se puede obtener un ahorro en el gasto de la energía eléctrica.

Capítulo 6

6. Conclusiones

En este capítulo se hace un detalle más completo de los resultados obtenidos en este estudio. Además se realiza una discusión sobre los métodos de control estudiados, corroborando si lo obtenido se condice con la teoría. Se consideran además comentarios y recomendaciones asociadas.

6.1. Resultados y comentarios

Concluyendo el capítulo 4 se muestran los resultados obtenidos de la simulación en el banco de pruebas. Si bien es cierto se obtuvo la curva de demanda de un edificio residencial, se impuso como supuesto que ese sería el comportamiento durante todo el año del consumo del agua potable, pero se puede dar el caso, así como ocurre con la electricidad, que el consumo de agua también tenga un comportamiento estacional. A pesar de esto, para los objetivos de este estudio, la modificación de la curva no debería modificar de manera muy significativa los resultados, debido a que el cambio se produce para los dos sistemas. En este caso los datos fueron medidos a principio del mes de diciembre del año 2009.

Luego de realizar las simulaciones se obtuvieron los resultados siguientes:

Tabla 17 Tabla comparativa de consumo de energía entre los sistemas hidroneumáticos y variador de frecuencia.

	Simulación (KWh)	Diario (KWh)	Anual (KWh)
Estanque hidroneumático	0,618	29,669	10829,34
Variador de frecuencia	0,463	22,217	8109,17
Diferencia vf vs hidro.	25,1%	25,1%	25,1%

Como se puede observar existe un ahorro con respecto a la energía consumida de un 25% aproximadamente. Como se explico en la capítulo 4, este ahorro se ve reflejado específicamente en los puntos que el caudal demandado no requiere que la bomba funcione a plena carga. Es en estos puntos de demanda en el que el variador de frecuencia le saca ventaja al sistema hidroneumático, ya que en los puntos donde existe un máximo caudal, las bombas funcionan a su máxima capacidad el variador no tiene ninguna influencia en el sistema. En otras palabras, gracias a la variabilidad del caudal y a la necesidad de suplir cada punto de esta curva es que el variador de frecuencia permite un ahorro de energía en

comparación con el sistema con estanque hidroneumático. Si la curva de consumo fuera estable a invariable, se podrían instalar bombas que entreguen ese caudal en su máxima potencia, en este caso no habría mayor diferencia en el consumo energético entre un sistema con hidroneumático y un variador de frecuencia.

En tabla 9 se muestra un resumen de las simulaciones realizadas en el banco de pruebas. Para el sistema con variador de frecuencia se tiene un tiempo mayor de funcionamiento de las bombas, lo que era esperable debido a que posee un estanque de acumulación de menor tamaño que en el caso hidroneumático.

Al analizar las curvas de corriente que muestran los gráficos 4 y 5 es posible apreciar que la magnitud de la corriente en el sistema con variador no supera a la magnitud de corriente de los sistemas con hidroneumático, lo cual es evidencia del ahorro que se produce con el variador de frecuencia.

Un punto interesante de analizar son los segmentos donde se produce un cambio notorio en la demanda. El sistema con variador de frecuencia muestra una adaptabilidad mayor ya que reacciona de manera anticipada por lo que el introducir o sacar bombas al sistema lo hace de manera suavizada, en cambio para el sistema hidroneumático es más de golpe. Esto es importante de analizar ya que el usuario de un departamento es capaz de percibir estos cambios, lo que se traduce en una variación de presión al momento de utilizar el agua, por ejemplo en la ducha.

Los variadores de frecuencia son dispositivos que ahorran energía pero no potencia, ya que

El estado “*dormir*” que presenta el variador de frecuencia es una de las principales razones por la cual se ve este ahorro ya que permite generar un lapso de tiempo donde no se consume energía. Ahora también presenta un gran respaldo para este método el que exista un estanque hidroneumático aunque sea de menor tamaño que los que se usan habitualmente, le da un lapso aun mayor para que el sistema permanezca “*durmiendo*”.

Con respecto a los resultados obtenidos en el análisis económico, en la siguiente tabla resumen se pueden ver los datos más importantes.

Tabla 18. Comparación VAN de inversión, mantención y energía entre los sistemas con variador de frecuencia e hidroneumático

Costos	Variador	Hidroneumático
Costo instalación	\$ 1.636.903	\$ 1.199.042
Costo sustitución	\$ 174.822	\$ 174.822
Costo mantención preventiva	\$ 1.650.699	\$ 1.650.699
Costo mantención técnica	\$ 288.382	\$ 288.382
Energía	\$ 2.299.525	\$ 3.073.934
VAN total	\$ 6.050.332	\$ 6.386.880

Como se puede ver en este caso a pesar que la inversión implica mayores costos en el caso del sistema con variador de frecuencia, el ahorro en energía supera las diferencias que existen y se impone como un sistema más conveniente.

Se puede ver que en el caso del variador, los costos de inversión representan un 27,05% del total, la mantención y sustitución un 34,94% y la energía 38,01%. En cambio para el caso con hidroneumático se tiene que la inversión representa un 18,77%, la mantención un 33,1% y la energía un 48,13%.

Ahora bien los sistemas implementados son de pequeña envergadura, los que se instalan en edificios son de una envergadura mucho mayor y en ciertos casos resulta que instalar estanques hidroneumáticos puede resultar incluso más caro que instalar un variador. Por ejemplo un estanque hidroneumático de 1000 l tiene un valor comercial de \$ 1.092.800 y el variador de 15 HP cuesta \$791.503³⁴. En los sistemas que se tenga un gran caudal, se necesitaran grandes cantidades de reserva en los estanques hidroneumáticos, por lo que en estos casos incluso la anualidad pueden llegar a hacer más conveniente con un variador de frecuencia.

Si se quiere mantener sistemas con bajo costo es necesario poner atención en los gastos que se realizan en la energía y las mantenciones. Es muy importante realizar mantenciones mensuales a los equipos para procurar su óptimo funcionamiento, realizando limpiezas dentro de los tableros eléctricos y verificando el correcto desempeño de las bombas ya que esto aumentará el tiempo de vida del sistema.

Con respecto a la posibilidad de realizar una modificación en un sistema hidroneumático existente, instalándole un variador de frecuencia, es factible, inclusive es más beneficioso ya que al tener estanques hidroneumáticos de mayor volumen se tendrá menores partidas de las bombas en los casos que el consumo de agua es bajo ya que los estanque serán capaces de satisfacer esta demanda. Para las pruebas realizadas se obtuvo un 26,42% de ahorro en energía, con lo que el sistema de financia al mes treinta y nueve por lo que el resto del funcionamiento se tendrá el ahorro efectivo del sistema.

Una modificación alternativa para el sistema con variador de frecuencia es aumenta la capacidad del estanque hidroneumático, pero el ahorro que se genera es del 1,32% con respecto al caso inicial. Al ser tan pequeño el margen que se obtiene, se concluye que la conveniencia es modificar únicamente los sistemas que cuentan con control mediante presostatos y estanques hidroneumáticos por un sistema con variador de frecuencia.

Es necesario notar que para el banco de pruebas se pudo simular con estanques de 100 l y 50 l, en la realidad la diferencia entre los estanques es muy mayor, llegando a tener en el sistema dos estanques de 1000 l cada uno a diferencia de un sistema con variador de

³⁴ Precios referenciales tomados de PGIC S.A. y RHONA respectivamente.

frecuencia que a lo más se instala con un estanque de 500 l, por lo que el ahorro de energía podría llegar a ser inclusive mayor.

En el rubro de la instalación de equipos de elevación de agua en edificios residenciales todavía no hay un consenso sobre qué sistema es mejor que el otro. A pesar que la gran ventaja del variador se presenta en los costos de la energía, hoy en día los sistemas con hidroneumático siguen teniendo gran popularidad.

Quizás parece extraño porque es evidente que el sistema con variador de frecuencia se comporta de mejor manera, con respecto del lado económico, que el sistema hidroneumático. Pero ocurren un hecho fundamental que trunca la entrada masiva del variador de frecuencia, que al momento de instalar estos sistemas, las constructoras solo ven el costo de instalación ya que como ellos no vivirán en el edificios no les interesa que se tenga una buena eficiencia o un sistema que funcione a bajo costo. En otras palabras son diferentes actores los que se encargan de pagar los costos, la constructora paga el costo de instalación (el que se lo traspa al residente en el precio del departamento) y el residente es el que debe pagar los costos de la energía y mantención.

La solución en este caso es en un principio educar al comprador de departamentos de modo tal que sea capaz de discriminar entre los gastos comunes que deberá pagar y saber desglosar estos para así saber el verdadero gasto en el que está incurriendo el edificio, cosa que también sepa exigir una tarifa eléctrica adecuada. El objetivo de los instaladores y diseñadores de sistemas de elevación de agua es llegar al cliente final, que en este caso para los edificios, sería convencer a las inmobiliarias de exigir el uso de variadores de frecuencia, ya que estos permitirán bajar los gastos comunes de los gastos comunes.

Otra solución sería promover un subsidio a las inmobiliarias que instalen estos tipos de sistemas de elevación de agua ya que de este modo no se produce un derroche de energía.

6.2. Conclusiones

El trabajo permite realizar una comparación entre los sistemas de elevación de agua con estanque hidroneumáticos y variador de frecuencia.

- Se logró obtener una curva de consumo real de un edificio residencial de Santiago.
- Se logró simular el consumo de un edificio residencial de Santiago.
- Se pudo demostrar esta comparación, implementándola un banco de prueba
- Se lograron obtener datos reales de energía con lo que se pudo obtener valores económicos reales de los dos sistemas.

Como conclusión si bien el variador es un dispositivo electrónico bastante poderoso, logra su propósito cuando se utiliza como conjunto en un sistema y se diseña de manera que trabaje acorde al sistema. Sería una pérdida de dinero el comprar un variador y dejarlo funcionando de manera estándar, es necesario ir moldeando el sistema para que funcione de manera optimizada con respecto a la demanda de caudal, de manera de adaptar de la mejor manera al variador con los parámetros que ofrece. En este caso se obtuvo un 25% de ahorro de energía pero seguramente alguien experto en variadores de frecuencia podría obtener un mayor ahorro programando al variador de manera óptima. Incluso sería mejor aun si se comanda el variador mediante un PLC, ahí se tendrían muchas más posibilidades de programación y seguramente se lograría un mayor ahorro de energía.

El sistema con estanques hidroneumático es un sistema efectivo, que cumple con los requerimientos solicitado, pero no es eficiente. La ventaja que posee este equipo por sobre el variador de frecuencia, es lo robusto y sencillo que es. No necesita un gran conocimiento para darle funcionamiento al sistema, ni un experto para realizar las mantenciones.

Si bien es cierto se logró realizar la comparación en un banco de pruebas entre los sistemas hidroneumático y variador de frecuencia, es posible realizarla de manera más automatizada. Sería ideal contar con válvulas electromecánicas de manera de lograr un caudal constante y exacto. Con esto se podría programar su abertura y poder realizar las pruebas en un solo bloque, no como en este caso que se tenía que ir regulando de manera manual con la válvula.

Un caso interesante de estudiar sería la implementación de variadores de frecuencia en cada bomba, de manera de tener un arreglo de variadores, ver cómo se comporta el sistema y si se existe un ahorro mayor que al caso de tener un solo variador.

Bibliografía

- [1. **TFB - Flyght S.A.** *Bombas sumergibles y estaciones de bombeo.* Madrid : s.n., 2004.
2. **Ministerio de Obras Publicas de Chile.** *Reglamento de Instalaciones Domiciliarias de Agua Potable y de Alcantarillado.* Santiago : s.n., 2003.
3. **Norma Chilena Oficial NCh 2485.Of2000.** *Instalacion domiciliaria de agua potable - Diseño, cálculo y requisito de las redes interiores.* Santiago : s.n., 2000.
4. **Nelson Castro, Jorge Garzón Rafael Ortiz.** *Aplicación de los métodos para el cálculo de caudales máximos probables instanteos, en edificaciones de diferente tipo.* s.l. : Seminario Iberoamericano sobre sistemas de abastecimiento urbano de agua, 2006.
5. **Castro, José Manuel Aller.** *Máquinas Eléctricas Rotativas, Introducción a la Teoría General.* 2004.
6. **Vargas, Luis.** *Apuntes EL42C Conversión Electromecánica de la Energía.* Santiago : s.n., 2005.
7. **Hidropack LTDA.** *Hidropack Catalogo y Manual.*
8. **Diez, Pedro Fernández.** *Bombas centrífugas y volumétricas.* 2007.
9. **Mott, Robert L.** *Mecánica de Fluidos.* Mexico : Pearson Educación, sexta edición 2006. ISBN 970-26-0805-8.
10. **Eu Save Pump Study Group.** *Efficiency Characteristics of Centrifugal Pumps.* 2007.
11. **Rockwell Automación.** *Adjustable Speed Drives As Applied To Centrifugal Pumps.* 2007.
12. **Hydraulic Institute, Europump .** *Pump Life Cycle Costs: A Guide To LCC Analysis For Pumping Systems.* 2001.
13. **Vacón S.A.** *Introducción a los variadores de frecuencia.* 2005.
14. **Phiips, Clarence.** *Variable speed control fundamentals.* 1997.
15. **Hydraulic Institute, Europump.** *Variable speed pumping a guide to successfull applications.* 2000.
16. **Mora, Jesus Fraile.** *Máquinas eléctricas.* 2003 quinta edición.

17. **Ferrada, Anibal Muñoz.** Copropiedad Inmobiliaria. [En línea] http://www.copropiedad.cl/noti_coprop/02.html.
18. **Koslan S.A.** *Selección estanques hidroneumaticos.*
19. **Lular industrias.** Lular. [En línea] [Citado el: 20 de Julio de 2010.] <http://www.lular.info/a/industria/2010/08/Que-son-los-interruptores-de-presion.html>.
20. **Danfoss .** Presostatos y Termostatos tipo KP y KPI. [En línea] [Citado el: 16 de Julio de 2010.] <http://www.ra.danfoss.com/TechnicalInfo/Literature/Manuals/04/ICPDP10F105.pdf>.
21. **Cortés, Pedro Rodrigues.** *Aportaciones a los acondicionadores activos de corriente en derivación para redes trifásicas de cuatro hilos .* 2005. 84-689-1359-6.
22. **Danfoss Inc.** *Guia de diseño del convertidor de frecuencia VLT AQUA.* 2008.
23. **Grundfos Industry.** *Manual de Bombeo de la Industria.*
24. **Tamburrino, Aldo.** Clase CI 41A - Hidráulica. *Bombas. Facultad Universidad de Chile Facultad de Ciencias Física y Matemáticas.*

Anexo I

I. Principio de Bernoulli y la ecuación general de la energía

El principio de Bernoulli describe el comportamiento energético de un fluido ideal³⁵ moviéndose a lo largo de un conducto cerrado. Establece que la energía del fluido se mantendrá constante a lo largo de su recorrido. La energía de un fluido está formada por tres componentes: cinético, gravitacional y el trabajo para transformar las energías.

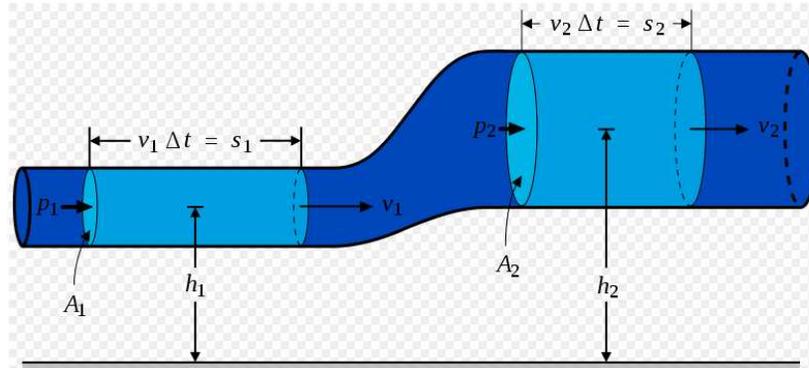


Ilustración 38. Esquematación del teorema de Bernoulli

Basándose en la teoría de la energía y trabajo se tiene que:

$$W = \Delta E_c + \Delta E_p \quad \text{Ecuación 44}$$

En la figura se tiene un fluido ideal depositado en una tubería que varía su diámetro. El teorema de Bernoulli dice que la energía del fluido se mantendrá constante, por lo que las componentes de la energía en este caso quedan:

- a) Cinético: correspondiente a la energía producida por la velocidad que tiene el fluido.

$$\Delta E_c = \frac{1}{2} \Delta m v_2^2 - \frac{1}{2} \Delta m v_1^2 \quad \text{Ecuación 45}$$

- b) Potencial gravitacional: energía que adquiere o cede el fluido debido a la altura en la que se encuentra.

$$\Delta E_p = \Delta m g h_2 - \Delta m g h_1 \quad \text{Ecuación 46}$$

- c) Energía de flujo: representa la cantidad de trabajo necesario para mover el elemento de fluido a través de cierta sección contra la presión p .

³⁵Un fluido ideal es aquel que es incompresible, no viscoso, estacionario e irrotacional.

$$W = p_1\Delta V - p_2\Delta V \quad \text{Ecuación 47}$$

Si se sustituyen cada término en la ecuación de trabajo y energía se tiene:

$$p_1\Delta V - p_2\Delta V = \frac{1}{2}\Delta mv_2^2 - \frac{1}{2}\Delta mv_1^2 + \Delta mgh_2 - \Delta mgh_1$$

como $\Delta m = \rho\Delta V$ la ecuación queda:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 \quad \text{Ecuación 48}$$

Los términos de la ecuación de Bernoulli son una forma de energía que posee el fluido por unidad de peso del fluido que se mueve en el sistema. Estos términos representan cargas del sistema, ya sea carga de presión, cambio de carga de velocidad y carga de elevación respectivamente.

En resumen la ecuación de Bernoulli toma en cuenta los cambios en la carga de elevación, carga de presión y carga de velocidad entre dos puntos en un sistema de flujo de fluido. Se supone que no hay pérdidas o adiciones de energía entre los dos puntos, por lo que la carga total permanece constante.

Si bien el teorema de Bernoulli puede ser aplicado en bastantes problemas prácticos, presenta limitaciones [11]:

- Es válida sólo para fluidos incompresibles, porque se supone que el peso específico del fluido es el mismo en las dos secciones de interés.
- No puede haber dispositivos mecánicos que agreguen o retiren energía del sistema entre las dos secciones de interés, debido a que la ecuación establece que la energía en el fluido es constante.
- No puede haber transferencia de calor hacia el fluido o fuera de éste.
- No puede haber pérdida de energía por fricción.

La ecuación general de la energía es una extensión del teorema de Bernoulli, que posibilita resolver problemas en los que hay pérdidas y ganancias de energía, las cuales se contabilizan en términos de energía por unidad de peso del fluido que circula por el sistema. Las variaciones de la energía en el sistema se pueden clasificar en:

- a) h_A = Energía que se agrega al fluido con un dispositivo mecánico, como una bomba. Es frecuente que se le denomine carga total sobre la bomba.
- b) h_R = Energía que se remueve del fluido por medio de un dispositivo mecánico, puede ser un motor de fluido.
- c) h_L = Pérdidas de energía del sistema por la fricción en las tuberías o por pérdidas menores debido a válvulas y otros accesorios

La ecuación general de energía relaciona la variación de energía entre dos puntos del sistema. En la ilustración 39 se muestra un sistema hidráulico tipo:

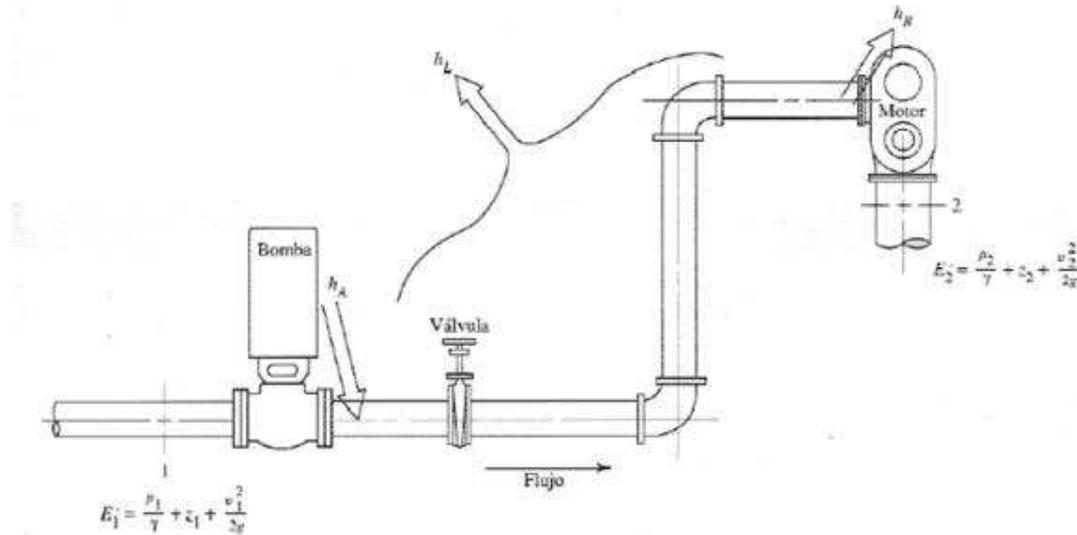


Ilustración 39. Sistema de flujo de fluido que ilustra la ecuación general de la energía.

Aplicando la ecuación general de la energía entre la entrada y salida del sistema se tiene:

$$E_1 + h_A - h_L - h_R = E_2 \quad \text{Ecuación 49}$$

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

$$E_x = \frac{p_x}{\rho g} + \frac{v_x^2}{2g} + h_x$$

Al sustituir el valor de la energía, la ecuación general de la energía queda:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + h_1 + h_A - h_L - h_R = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_2 \quad \text{Ecuación 50}$$

De esta ecuación es posible establecer qué nivel debe impulsar la bomba para satisfacer las exigencias del sistema.

Anexo II

II. Sistema de partidas de motores.

Para hacer partir un motor existen diversos métodos, a continuación se muestran los principales utilizados en los sistemas que utilizan bombas eléctricas para elevar agua.

a. Partidas directas

Esta forma de arranque es la más sencilla y de menor costo en comparación con otros tipos de arranque. Se caracteriza por conectarse directamente en sus bornes la tensión nominal a la que debe trabajar. Su principal ventaja es que se obtiene un torque de arranque 1,5 veces superior al nominal. Presenta como desventaja que la punta de corriente en la partida es de gran envergadura alcanzando valores hasta siete veces la intensidad de corriente nominal del motor. Esta punta de corriente va reduciéndose hasta que el motor alcanza el régimen nominal, operación que dura aproximadamente un segundo. Los motores de inducción están diseñados para soportar las tensiones térmicas que se producen en este lapsus de tiempo. Sin embargo, cuanto más se utilice este tipo de arranque, más se deteriorarán los bobinados y disminuirá la vida útil del equipo, afectando el asilamiento del motor debido a una fatiga térmica. Además genera caídas de voltaje que dependiendo de la instalación podría incluso impedir la partida del motor.

Si bien esta forma de arranque es deseable debido a su sencillez, al tener motores de media y gran potencia que parten y paran de manera repetitiva y en un lapso de tiempo corto, provocarían perturbaciones en la red eléctrica. Además los altos peaks de corriente producen que los sistemas de protección instalados en los tableros de fuerza de las bombas deban ser sobredimensionados lo que produce un aumento del costo de la instalación.

Existen ciertas condiciones bajo las cuales no es posible utilizar este tipo de partida en motores, dentro de las que se destacan:

- Normativa local. Limitación a partir de ciertas potencias.
- Debilidad del empalme eléctrico. El elevado peak de corriente puede ser demasiado alto para ciertos tipos de empalmes eléctricos, con lo cual se pueden afectar a otros equipos conectados a la red, activando sus protecciones.

b. Partida estrella-triángulo

Es el método más simple para reducir tensión en motores trifásicos, consiste simplemente en conectar el motor en estrella, para luego después de un lapso (determinado por el deslizamiento de la máquina) se conecta en triángulo, esto se puede apreciar en la ilustración 40. La tensión final sobre cada bobina de la máquina debe ser su propia tensión nominal. El principio de este método se basa en que al partir la máquina con conexión estrella, de manera de reducir en $\sqrt{3}$ veces la tensión nominal del motor, así también se

produce una reducción de tres veces el valor nominal, tanto en la corriente como en el torque eléctrico. Uno de los cuidados que se debe tener al usar este método de partida es sobre el torque eléctrico, ya que este varía de manera cuadrática con respecto a la tensión, por lo que podría ocurrir que el torque mecánico ser inferior al torque resistente y no mover la máquina.

Si bien este método es de los más económicos de instalar, se debe disponer de la alimentación necesaria que permita la conexión delta. Además que el fabricante del motor debe dejar los bornes de la máquina accesible de manera de poder realizar tanto la conexión estrella como triángulo.

El orden de cambio de conexión viene dado por lo general por un temporizador, regulado de manera tal que la máquina alcance el deslizamiento de operación en la conexión estrella. El tiempo total de arranque con este método es trece veces mayor que el arranque en directo de la máquina.

Una desventaja de este método es que en ciertos casos las perturbaciones magnéticas originadas en el cambio violento de estrella a triángulo generan intensidades inducidas iguales o superiores a las del arranque directo.

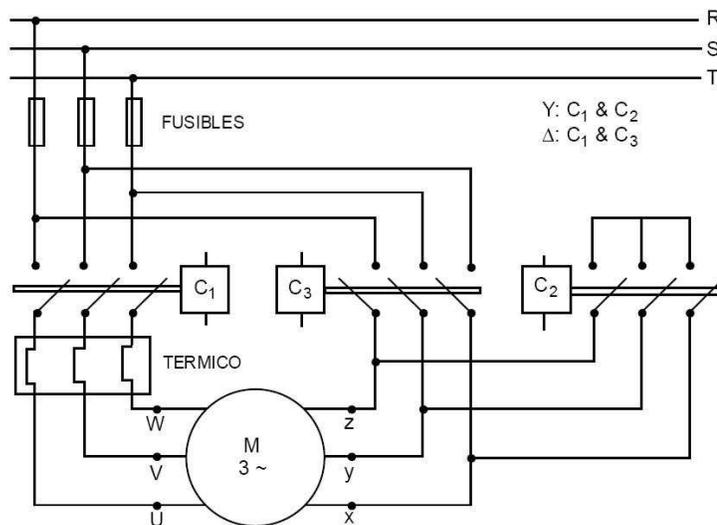


Ilustración 40. Conexión partida estrella-triángulo de un motor.

c. Partidor suave

Los arrancadores suaves son sistemas de partida de motores que también están basados en la reducción de voltaje, pero utilizando dispositivos electrónicos. El principio de funcionamiento es ir cambiando la tensión continuamente, trabajando con una aceleración continua. De este modo se ajusta el torque del motor para que sea sensiblemente superior al torque resistente en cada momento produciéndose de esta manera una aceleración progresiva o suave del impulsor, y por consiguiente limitar la corriente de partida.

Básicamente consiste en convertidores estáticos alterna-continua-alterna o simplemente alterna-alterna. Generalmente constituida por tiristores contrapuestos, los cuales generan rampas de aceleración o desaceleración controladas. Esto se logra mediante la variación de las entradas de cada tiristor, regulando el paso de corriente.

Cada fase posee un par de tiristores, que se conectan en anti paralelo. En este caso los tiristores producen un efecto rectificador que sólo toma un trozo de las onda sinusoidal, de esta manera se controla la energía facilitada al motor y por ende la velocidad de este. En la ilustración 41 se aprecia la estructura de un partidor suave.

Existen diversas formas para controlar el arranque en un sistema de este tipo, dentro de los cuales se tiene [2]:

c.1) Arranque por rampa de tensión: el voltaje se aumenta en forma progresiva a partir de un voltaje inicial y con una pendiente determinada, que dependerán de las condiciones deseadas. Hay que tener un especial cuidado al momento de ajustar los parámetros, ya que rampas demasiado rápidas, pueden provocar elevadas corrientes en el arranque.

c.2) Arranque por rampa de corriente: la corriente parte con valor limitado y decae con una rampa hacia las condiciones nominales, esta rampa debe ser ajustada según parámetros.

c.3) Arranque por rampa de tensión y límite de corriente: es una combinación de los dos métodos mencionados anteriormente.

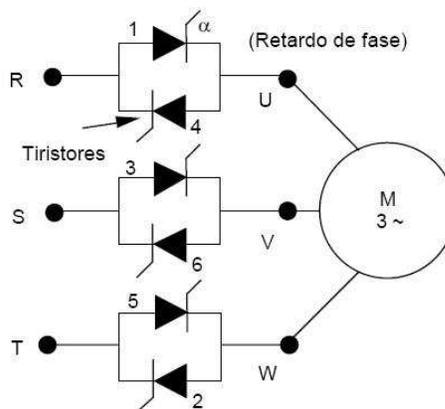


Ilustración 41. Arrancador suave por retardo de fase.

Uno de los inconvenientes de los partidores suaves es que son muy sensibles a los peaks de corriente y de tensión. Además son foco de contaminación de armónicos a la red, lo que puede producir sobrecalentamiento en el motor. Para evitar estos problemas es necesario realizar una correcta instalación y parametrización de los arrancadores.

d. Variador de frecuencia

Si bien el variador de frecuencia no es un sistema dedicado íntegramente a la partida de motores, dentro de sus funciones abarca el reducir los valores de las corrientes de partida. En este caso consiste en ir variando la velocidad del motor mediante la modificación de la frecuencia que alimenta al motor.

Este implemento de control, se analizará detalladamente en capítulos posteriores. En la siguiente ilustración se puede ver las diferentes puntas de corriente que se producen en cada sistema de partidas estudiadas anteriormente. Aquí se puede apreciar que el sistema que cumple con la mejor partida, con respecto a las puntas de corriente, es el variador de frecuencia, secundado por el partidor suave, luego el partidor estrella-triángulo y finalmente la partida directa. Este fenómeno es posible apreciarlo en la ilustración 42.

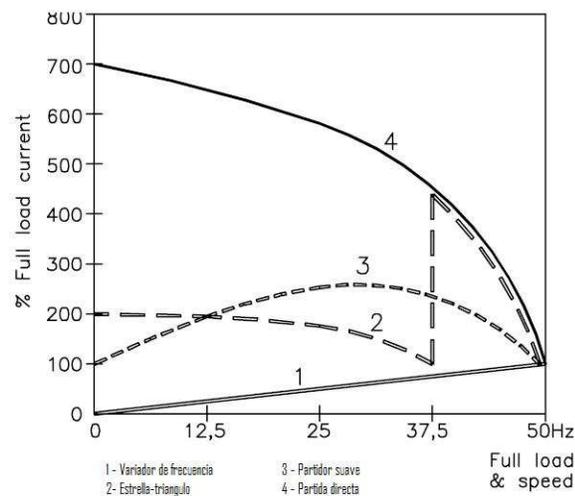


Ilustración 42. Magnitudes de intensidad de corriente para diferentes sistemas de partida de motores

Anexo III

III. Cálculo de pérdidas de cargas.

En la NCh 2485.Of2000 se entregan métodos de cálculo para las pérdidas de carga, pero también se da opción de calcularlas de otra manera, pero se debe justificar su procedencia. Aquí se discrimina entre las pérdidas de carga para cañería y para piezas especiales y uniones:

Cálculo de pérdida de carga para cañerías.

a) Formula de Fair-Whipple-Hsiao:

$$\text{Para agua fria: } J = 676,745 \cdot \left(Q^{1,751} / D^{4,753} \right) \quad \text{Ecuación 51}$$

$$\text{Para agua caliente: } J = 545,045 \cdot \left(Q^{1,751} / D^{4,753} \right) \quad \text{Ecuación 52}$$

Donde: J es la pérdida de carga unitaria en las tuberías $\left[\frac{m}{m} \right]$;

Q es el caudal máximo probable $\left[\frac{l}{min} \right]$;

D es el diámetro interior real [mm]

Esta fórmula es utilizada para todos los diámetros de tubería inferiores a 100 [mm].

b) Fórmula de Hazen-Williams:

$$J = 10,67 \cdot \left(Q^{1,85} / D^{4,85} \right) \cdot C^{1,85} \quad \text{Ecuación 53}$$

Donde: J es la pérdida de carga unitaria en las tuberías $\left[\frac{m}{m} \right]$;

Q es el caudal máximo probable $\left[\frac{m^3}{s} \right]$;

D es el diámetro interior real [m]

C coeficiente de fricción que depende del material de la tubería.

Esta fórmula es utilizada para todos los diámetros de tubería superiores o iguales a 100 [mm].

Cálculo de pérdidas de carga en piezas especiales y accesorios de unión:

a) Método cinéticos:

$$J_s = K \cdot \left(\frac{V^2}{2g} \right) \quad \text{Ecuación 54}$$

Donde J_s la pérdida singular [m.c.a];

V velocidad de escurrimiento $\left[\frac{m}{s} \right]$;

g aceleración de gravedad

K coeficiente de proporcionalidad que depende de las características específicas de cada pieza especial.

b) Cálculo de la pérdida de carga de un accesorio determinado, por asignación de una pérdida por fricción a una longitud equivalente de tubería del mismo diámetro. Esta pérdida viene dado por tablas que entregan un valor equivalente en metros m, para cada tipo de accesorios.

c) Método simplificado de la longitud equivalente mediante el cual se asigna a la pérdida por accesorios en un tramo del sistema, un factor que aumenta la longitud real del tramo. Se debe considerar un coeficiente igual a 1,5 de la longitud real del tramo para la estimación de la longitud equivalente de los accesorios. Este método está limitado a proyectos con medidores hasta 19 mm de diámetro.

Anexo IV

IV. Datos obtenidos en el banco de prueba para los sistemas basado en estanque hidroneumático y con variador de frecuencia.

a) Sistema con estanque hidroneumático

Tabla 19. Datos simulación sistema hidroneumático (escalones 1-10).

Escalón	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Qt [Lt/min]	14,52	16,65	15,88	17,09	14,02	16,31	47,32	112,10	197,25	240,00
Qmin	14,34	16,20	14,90	16,98	13,89	16,20	47,40	110,51	197,05	242,73
Qmax	14,56	16,70	15,60	17,30	14,13	16,50	47,60	125,66	199,77	243,52
Qmed	14,45	16,45	15,25	17,14	14,01	16,35	47,50	118,09	198,41	243,13
Nº max bom trabajando	1	1	1	1	1	1	1	2	3	3
T0 total [s]	42,2	43	40,9	36,5	43,6	43,2	23,1	4,9	0	0
T1 Total [s]	17,8	17	19,1	23,5	16,4	16,8	36,9	17,5	0	0
T2 Total [s]	0	0	0	0	0	0	0	37,6	0	0
T3	0	0	0	0	0	0	0	0	60	60
lr1	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	0	0
ls1	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	0	0
lt1	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	0	0
lr2	0	0	0	0	0	0	0	3,2	0	0
ls2	0	0	0	0	0	0	0	3,6	0	0
lt2	0	0	0	0	0	0	0	3,4	0	0
lr3	0	0	0	0	0	0	0	0	4,8	5
ls3	0	0	0	0	0	0	0	0	5,4	5,6
lt3	0	0	0	0	0	0	0	0	5,1	5,3
Vrs1	374	375	373	374	376	374	378	374	0	0
Vrt1	380	382	379	380	379	377	382	373	0	0
Vrs1	376	376	375	375	374	376	378	375	0	0
Vrs2	0	0	0	0	0	0	0	370	0	0
Vrt2	0	0	0	0	0	0	0	374	0	0
Vrs2	0	0	0	0	0	0	0	372	0	0
Vrs3	0	0	0	0	0	0	0	0	370	371
Vrt3	0	0	0	0	0	0	0	0	372	375
Vrs3	0	0	0	0	0	0	0	0	376	373
I1promedio	1,70	1,70	1,70	1,70	1,70	1,70	1,70	1,70	0	0
I2promedio	0	0	0	0	0	0	0	3,40	0	0
I3promedio	0	0	0	0	0	0	0	0	5,10	5,30
V1promedio	376,67	377,67	375,67	376,33	376,33	375,67	379,33	374,00	0	0
V2promedio	0	0	0	0	0	0	0	372,00	0	0
V3promedio	0	0	0	0	0	0	0	0	372,67	373,00
P1	1042,54	1045,31	1039,78	1041,62	1041,62	1039,78	1049,93	1035,16	0	0
P2	0	0	0	0	0	0	0	2059,26	0	0
P3	0	0	0	0	0	0	0	0,00	3094,42	3218,65
Cos Phi	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
Energía	5,15	4,94	5,52	6,80	4,75	4,85	10,76	26,54	51,57	53,64

Tabla 20. Datos simulación sistema hidroneumático (escalones 11-20).

Escalón	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Qt [Lt/min]	204,65	151,39	118,80	94,05	82,81	91,14	96,06	88,82	90,83	107,46
Qmin	204,92	153,99	117,50	93,40	82,30	90,71	96,03	88,56	90,61	108,16
Qmax	209,40	154,39	127,64	93,83	82,64	91,29	108,70	88,91	91,19	121,72
Qmed	207,16	154,19	122,57	93,62	82,47	91,00	102,37	88,73	90,90	114,94
N° max bom trabajando	3	2	2	1	1	1	2	1	1	2
T0 total [s]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
T1 Total [s]	0	0	0	60	60	60	46,9	60	60	35,5
T2 Total [s]	0	47,5	60	0	0	0	13,1	0	0	24,5
T3	60	12,5	0	0	0	0	0	0	0	0
lr1	0	0	0	1,7	1,6	1,7	1,6	1,7	1,7	1,6
ls1	0	0	0	1,8	1,8	1,8	1,8	1,9	1,8	1,8
lt1	0	0	0	1,8	1,7	1,8	1,7	1,8	1,8	1,7
lr2	0	3,3	3,1	0	0	0	3,4	0	0	3,4
ls2	0	3,7	3,5	0	0	0	3,6	0	0	3,7
lt2	0	3,5	3,4	0	0	0	3,5	0	0	3,5
lr3	4,9	4,9	0	0	0	0	0	0	0	0
ls3	5,4	5,4	0	0	0	0	0	0	0	0
lt3	5,3	5,3	0	0	0	0	0	0	0	0
Vrs1	0	0	0	372	372	372	372	370	372	372
Vrt1	0	0	0	376	378	375	376	376	375	377
Vrs1	0	0	0	371	372	372	372	372	372	373
Vrs2	0	375	374	0	0	0	371	0	0	372
Vrt2	0	377	374	0	0	0	376	0	0	377
Vrs2	0	376	376	0	0	0	373	0	0	372
Vrs3	373	373	0	0	0	0	0	0	0	0
Vrt3	375	375	0	0	0	0	0	0	0	0
Vrs3	376	376	0	0	0	0	0	0	0	0
I1promedio	0	0	0	1,77	1,70	1,77	1,70	1,80	1,77	1,70
I2promedio	0	3,50	3,33	0	0	0	3,50	0	0	3,53
I3promedio	5,20	5,20	0	0	0	0	0	0	0	0
V1promedio	0	0	0	373,00	374,00	373,00	373,33	372,67	373,00	374,00
V2promedio	0	376,00	374,67	0	0	0	373,33	0	0	373,67
V3promedio	374,67	374,67	0	0	0	0	0	0	0	0
P1	0	0	0	1072,88	1035,16	1072,88	1033,32	1092,15	1072,88	1035,16
P2	0	2142,62	2033,35	0	0	0	2127,42	0	0	2149,60
P3	3172,03	3172,03	0	0	0	0	0	0	0	0
Cos Phi	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
Energía	52,87	39,28	33,89	17,88	17,25	17,88	21,20	18,20	17,88	24,84

Tabla 21. Datos simulación sistema hidroneumático (escalones 21-30).

Escalón	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Qt [Lt/min]	117,79	108,52	94,59	103,25	107,21	84,30	68,51	55,05	39,10	23,16
Qmin	117,17	108,30	94,45	102,25	108,08	84,62	68,67	52,14	35,04	23,00
Qmax	127,31	122,08	94,86	115,13	121,64	85,01	68,83	55,22	37,25	23,14
Qmed	122,24	115,19	94,65	108,69	114,86	84,81	68,75	53,68	36,15	23,07
N° max bom trabajando	2	2	1	2	2	1	1	1	1	1
T0 total [s]	0	0	0	0	0	0	0	18,9	29,7	42,2
T1 Total [s]	2,7	28,3	60	44	26,5	50	60	41,1	30,3	17,8
T2 Total [s]	57,3	31,7	0	16	33,5	10	0	0	0	0
T3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
lr1	0	1,6	1,7	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
ls1	0	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
lt1	0	1,7	1,8	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,8	1,7
lr2	3,1	3,3	0	3,3	3,4	0	0	0	0	0
ls2	3,5	3,7	0	3,7	3,7	0	0	0	0	0
lt2	3,4	3,4	0	3,6	3,5	0	0	0	0	0
lr3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ls3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
lt3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Vrs1	0	367	371	371	372	372	372	371	374	374
Vrt1	0	372	376	378	377	378	377	375	380	380
Vrs1	0	369	371	373	373	372	373	371	376	376
Vrs2	356	368	0	371	372	0	0	0	0	0
Vrt2	360	371	0	377	377	0	0	0	0	0
Vrs2	354	370	0	373	372	0	0	0	0	0
Vrs3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Vrt3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Vrs3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
I1promedio	0	1,70	1,77	1,70	1,70	1,70	1,70	1,70	1,73	1,70
I2promedio	3,33	3,47	0	3,53	3,53	0	0	0	0	0
I3promedio	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
V1promedio	0,00	369,33	372,67	374,00	374,00	374,00	374,00	372,33	376,67	376,67
V2promedio	356,67	369,67	0	373,67	373,67	0	0	0	0	0
V3promedio	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
P1	0,00	1022,25	1071,92	1035,16	1035,16	1035,16	1035,16	1030,55	1062,99	1042,54
P2	1935,66	2086,46	0,00	2149,60	2149,60	0	0	0	0	0
P3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Cos Phi	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
Energía	30,81	26,41	17,87	22,21	27,62	14,38	17,25	11,77	8,95	5,15

b) Sistema con variador de frecuencia

Tabla 22. Datos simulación sistema hidroneumático (escalones 1-10).

Escalón	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Qt [Lt/min]	14,52	16,65	15,88	17,09	14,02	16,31	47,32	112,10	197,25	240,00
Qmin	14,64	16,60	15,69	16,90	14,37	16,04	47,96	111,56	198,16	239,30
Qmax	14,77	16,62	15,79	17,00	14,47	16,14	48,52	111,76	198,36	239,50
Qmed	14,70	16,61	15,74	16,95	14,42	16,09	48,24	111,66	198,26	239,40
Nº max bom on	1	1	1	1	1	1	1	2	3	3
Frecuencia	35,4	37,2	36,6	37,2	35,4	36,6	42,5	38,4	38	49,9
T0	27,3	25,8	26	19,5	24,4	24,9	3,1	0	0	0
T1	32,7	34,2	34	40,5	35,6	35,1	56,9	28,4	0	0
T2	0	0	0	0	0	0	0	31,6	27,3	0
T3	0	0	0	0	0	0	0	0	32,7	60
lr1	0,2	0,5	0,3	0,5	0,2	0,3	0,8	1,3	0	0
ls1	0,3	0,4	0,4	0,4	0,3	0,4	1,1	1,4	0	0
lt1	0,6	0,9	0,6	0,9	0,6	0,6	1,2	1,4	0	0
lr2	0	0	0	0	0	0	0	2,0	2,9	0
ls2	0	0	0	0	0	0	0	2,0	3,1	0
lt2	0	0	0	0	0	0	0	2,3	3,3	0
lr3	0	0	0	0	0	0	0	0	3,7	5,1
ls3	0	0	0	0	0	0	0	0	3,8	5,6
lt3	0	0	0	0	0	0	0	0	4,0	5,4
Vrsf	206	225	211	225	206	211	280	235	231	368
Vrtf	207	223	213	223	207	213	283	236	227	369
Vrsf	203	225	213	225	203	213	281	235	229	369
Vrs1	372	371	372	371	372	372	366	372	0	0
Vrt1	375	376	374	376	375	374	371	373	0	0
Vrs1	373	374	372	374	373	372	365	372	0	0
Vrs2	0	0	0	0	0	0	0	373	372	0
Vrt2	0	0	0	0	0	0	0	375	373	0
Vrs2	0	0	0	0	0	0	0	372	370	0
Vrs3	0	0	0	0	0	0	0	0	371	372
Vrt3	0	0	0	0	0	0	0	0	374	374
Vrs3	0	0	0	0	0	0	0	0	372	371
I1promedio	0,37	0,60	0,43	0,60	0,37	0,43	1,01	1,37	0	0
I2promedio	0	0	0	0	0	0	0	2,10	3,10	0
I3promedio	0	0	0	0	0	0	0	0	3,83	5,37
V1promedio	373,33	373,67	372,67	373,67	373,33	372,67	367,33	372,33	0	0
V2promedio	0	0	0	0	0	0	0	373,33	371,67	0
V3promedio	0	0	0	0	0	0	0	0	372,33	372,33
P1	222,87	365,03	262,92	365,03	222,87	262,92	604,71	828,48	0	0
P2	0	0	0	0	0	0	0	1276,45	1875,87	0
P3	0	0	0	0	0	0	0	0	2323,79	3253,31
Cos Phi	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
Energía	2,02	3,47	2,48	4,11	2,20	2,56	9,56	17,74	35,33	54,22

Tabla 23. Datos simulación sistema hidroneumático (escalones 11-20).

Escalón	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Qt [Lt/min]	204,65	151,39	118,80	94,05	82,81	91,14	96,06	88,82	90,83	107,46
Qmin	204,82	151,59	119,10	92,65	81,90	89,78	96,12	88,71	89,68	107,22
Qmax	205,02	151,89	119,50	96,95	82,50	94,18	96,52	88,87	94,08	107,32
Qmed	204,92	151,74	119,30	94,80	82,20	91,98	96,32	88,79	91,88	107,27
N° max bom on	3	2	2	2	1	2	2	1	2	2
Frecuencia	39,2	45,3	40,3	31,6	48,3	29,9	33,9	49,6	29,1	37,4
T0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
T1	0	0	24,3	35,9	60	37,9	33,4	60	37,2	29,4
T2	25,7	60	35,7	24,1	0	22,1	26,6	0	22,8	30,6
T3	34,3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
lr1	0	0	1,3	1,3	1,4	1,3	1,3	1,5	1,3	1,3
ls1	0	0	1,4	1,4	1,7	1,4	1,4	1,7	1,4	1,4
lt1	0	0	1,4	1,4	1,7	1,4	1,4	1,7	1,4	1,4
lr2	2,9	2,5	2,1	1,7	0,0	1,7	1,8	0	1,7	1,7
ls2	3,1	2,8	2,3	2,0	0,0	1,8	1,9	0	1,8	1,9
lt2	3,3	2,7	2,3	2,3	0,0	1,9	2,0	0	1,9	2,1
lr3	3,7	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ls3	4,0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
lt3	4,5	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Vrsf	242	327	256	-	359	0	234	364	-	227
Vrtf	246	331	258	-	360	0	236	366	-	225
Vrsf	245	333	259	-	358	0	232	364	-	227
Vrs1	0	0	0	374	369	374	372	370	374	374
Vrt1	0	0	0	373	370	373	373	371	373	375
Vrs1	0	0	0	374	371	374	374	369	374	371
Vrs2	373	373	371	372	0	372	372	0	372	372
Vrt2	375	374	375	374	0	374	374	0	374	374
Vrs2	372	372	373	372	0	372	373	0	372	373
Vrs3	370	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Vrt3	371	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Vrs3	373	0	0	0	0	0	0	0	0	0
I1promedio	0	0	1,37	1,37	1,60	1,37	1,37	1,64	1,37	1,37
I2promedio	3,10	2,67	2,23	2,00	0,00	1,80	1,90	0,0	1,80	1,90
I3promedio	4,07	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,0	0	0
V1promedio	0	0	0	373,67	370,00	373,67	373,00	370,00	373,67	373,33
V2promedio	373,33	373,00	373,00	372,67	0,00	372,67	373,00	0,00	372,67	373,00
V3promedio	371,33	0	0	0	0	0	0	0	0	0
P1	0	0	0	831,45	963,85	831,45	829,97	990,63	831,45	830,71
P2	1884,29	1619,44	1356,28	1213,50	0,00	1092,15	1153,85	0,0	1092,15	1153,85
P3	2458,62	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Cos Phi	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
Energía	36,88	26,99	13,45	16,42	16,06	15,46	16,23	16,51	15,51	16,59

Tabla 24. Datos simulación sistema hidroneumático (escalones 21-30).

Escalón	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Qt [Lt/min]	117,79	108,52	94,59	103,25	107,21	84,30	68,51	55,05	39,10	23,16
Qmin	117,77	108,88	95,14	102,52	107,14	84,41	68,97	54,48	39,11	23,29
Qmax	117,97	109,08	101,34	102,92	107,24	84,61	69,56	54,65	39,27	23,42
Qmed	117,87	108,98	98,24	102,72	107,19	84,51	69,26	54,57	39,19	23,35
Nº max bom on	2	2	2	2	2	1	1	1	1	1
Frecuencia	40,3	37,9	33,2	35,9	37,4	48,3	46,7	43,2	40,6	35,4
T0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	27,3
T1	25,6	28,3	32,1	30,2	29,4	60	60	60	60	32,7
T2	34,4	31,7	27,9	29,8	30,6	0	0	0	0	0
T3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
lr1	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,4	1,2	0,9	0,6	0,2
ls1	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,7	1,4	1,2	0,8	0,3
lt1	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,7	1,7	1,3	1,1	0,6
lr2	2,1	1,9	1,7	1,8	1,9	0	0	0	0	0
ls2	2,3	2,0	1,8	2,1	2,0	0	0	0	0	0
lt2	2,2	2,2	2,0	2,3	2,2	0	0	0	0	0
lr3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
ls3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
lt3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Vrsf	256	230	0	204	227	359	348	304	264	206
Vrtf	258	226	0	206	225	360	345	301	267	207
Vrsf	259	228	0	204	227	358	345	298	263	203
Vrs1	371	374	374	370	374	369	369	370	372	372
Vrt1	372	375	373	372	375	370	372	374	377	375
Vrs1	369	372	374	372	371	371	369	371	370	373
Vrs2	371	373	372	373	372	0	0	0	0	0
Vrt2	375	374	374	375	374	0	0	0	0	0
Vrs2	373	374	372	373	373	0	0	0	0	0
Vrs3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Vrt3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Vrs3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
I1promedio	1,37	1,37	1,37	1,37	1,37	1,60	1,43	1,13	0,83	0,37
I2promedio	2,20	2,03	1,83	2,07	2,03	0	0	0	0	0
I3promedio	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
V1promedio	370,67	373,67	373,67	371,33	373,33	370,00	370,00	371,67	373,00	373,33
V2promedio	373,00	373,67	372,67	373,67	373,00	0	0	0	0	0
V3promedio	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
P1	824,77	831,45	831,45	826,26	830,71	963,85	863,45	685,80	506,08	222,87
P2	1336,04	1237,03	1112,37	1257,31	1234,83	0	0	0	0	0
P3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Cos Phi	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94
Energía	18,63	17,43	16,03	17,34	17,28	16,06	14,39	11,43	8,43	2,02