

**REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO
“Dr. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ”
FACULTAD METALURGIA ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO DE ELÉCTRICA**

***Tesis en opción al título de
Master en Ciencias Técnicas***

**TITULO: DISMINUCIÓN DEL CONSUMO ENERGÉTICO EN LOS CIRCUITOS
SECUNDARIOS DE AGUA FRÍA DE LA CLIMATIZACIÓN CENTRALIZADA EN
HOTELES**

AUTOR: Ing. Reineris Montero Laurencio.

TUTORES: Dr.C. SECUNDINO MARRERO RAMÍREZ

Dr.C. ENRIQUE TORRES TAMAYO

MOA - 2004

Dedicatoria

A la memoria de mi abuelo Armando por su
sabiduría de la vida que ya no puede brindarme.

A mis Padres, Esposa, hermanos e hijo por el
amor que les tengo y que no haya podido manifestarle

A todos los que me quieren

Agradecimientos.

A la Revolución por ofrecerme la posibilidad de educarme y superarme en una sociedad en el que conocimiento forma parte del patrimonio de la humanidad y se emplea en beneficio de la sociedad.

A mi familia que siempre confiaron y apoyaron para que este sueño se convirtiera en realidad.

A mis tutores Dr. Enrique Torres Tamayo y Dr. Secundino Marrero Ramírez por encaminar este trabajo hacia un resultado de rigor.

A los directivos del Hotel Maritim Costa Verde Beach Resort y en especial al departamento de Servicios Técnicos en la persona del Ing. Orlando Castaño que permitieron que la parte experimental de este trabajo fuera posible.

Al Ing. Jorge Rodríguez Lores por su gran apoyo con la logística informática que resultó clave para poder obtener este resultado.

A los profesores de la Maestría y de los Departamentos de Eléctrica y Mecánica del ISMM que en todo momento se mostraron receptivos ante mis inquietudes.

A los profesores MSc. Orlis Torres Breffe , MSc. Marcos Medina Arce y Dr. Arístides Legrá Lobaina.

Al Ing. Rafael Galano Milhet por sus consultas oportunas y de gran apoyo.

Al grupo de Eficiencia Energética del ISMM que me permitió acercarme al objeto de estudio y relacionarme con los demás especialistas mediante los servicios científico técnicos realizados en distintos hoteles del polo turístico de Holguín.

Al los compañeros del Centro de Información Científico Técnica del ISMM, por su oportuna y desinteresada colaboración.

A los trabajadores de la Oficina INTERFAZ, con los cuales he compartido gran parte de mi vida profesional, lo cual me ha servido de gran experiencia.

A todos los compañeros del ISMM que en todo momento se preocuparon y ocuparon de alguna manera para que esta meta fuera alcanzada.

A mis amigos.

A todos, MUCHAS GRACIAS.

INDICE

SÍNTESIS	
INTRODUCCIÓN	1
CAPITULO 1 MARCO TEÓRICO DE LA INVESTIGACIÓN	
1.1 Introducción.	4
1.2 Trabajos precedentes.	4
1.2.1 Algunas Tecnologías empleadas para mejorar las condiciones de explotación de la Climatización Centralizada.	9
1.3 Estado actual de los CSAF en hoteles del polo turístico de Holguín.	11
1.4 Fundamentos teóricos.	14
1.4.1 Presentación general de los CSAF.	14
1.4.2 Carga térmica de los CSAF.	16
1.4.2.1 Infiltración el aire exterior.	19
1.4.2.2 Otros aspectos generales que inciden en la carga térmica.	21
1.4.3 Red Hidráulica de los CSAF.	24
1.4.3.1 Perdidas de carga en las redes de tuberías.	25
1.4.3.2 Pérdidas de energía que se producen debido al mal estado del aislamiento.	28
1.4.4 Conjunto Motor – Bomba.	30
1.4.5 Variadores de Velocidad.	37
CAPITULO 2 RESULTADOS EXPERIMENTALES Y SU ANALISIS	
2.1 Introducción.	43
2.2 Planificación de los experimentos.	43
2.2.1 Técnica experimental.	51
2.3 Determinación de las pérdida por infiltración del aire exterior por las rendijas de las puertas de entrada a las habitaciones.	52
2.4 Pérdidas por mal estado del aislamiento de las redes.	55
2.5 Perdidas de carga en la red hidráulica.	59
2.6 Comportamiento del conjunto motor - bomba.	61
2.7 Resumen para la determinación del Caudal, Energía y Costos adicionales que se manifiestan en la explotación de los CSAF.	75
2.8 Procedimiento y algoritmo para la evaluación de los CSAF.	80
CAPITULO 3 VALORACION TECNICO, ECONÓMICA Y MEDIO AMBIENTAL	
3.1 Introducción.	84
3.2 Valoración técnica.	84
3.3 Valoración económica.	85
3.4 Valoración ambiental.	92

CONCLUSIONES	95
RECOMENDACIONES	96
BIBLIOGRAFÍA	97
ANEXOS	

SÍNTESIS

Con este trabajo, se evalúa el comportamiento energético de los Circuitos Secundarios de Agua Fría(CSAF) de la Climatización Centralizada en hoteles. Se describe un marco teórico relacionado con cada uno de los elementos que lo componen (variador de velocidad, motor eléctrico, bomba centrífuga, red hidráulica y carga térmica). Mediante un caso de estudio se demuestran las principales irregularidades presentes en la explotación de estos sistemas, en las que se incluyen, el trabajo a flujo constante, las infiltraciones de calor en los locales, deterioro de aislamiento térmico de las redes, entre otras. Los cálculos de diferentes parámetros energéticos reflejan la posibilidad de un uso más racional de la energía eléctrica, manifestado en lo fundamental, en el motor de inducción que acciona la bomba centrífuga y en el trabajo de compresión en las enfriadoras . Se emplean aplicaciones informáticas que enfatizan las potencialidades del empleo de los variadores de velocidad. Se presenta un procedimiento con la posibilidades de determinar de manera integrada el caudal, la energía y el costo innecesario que provocan las principales perturbaciones. Con las especificaciones anteriores, los explotadores de las instalaciones turísticas están en condiciones de tomar decisiones técnicamente argumentadas, encaminadas a disminuir hasta en un 50 %, el consumo de electricidad en los CSAF.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad existen hoteles que cuentan con Sistemas de Climatización Centralizados en los que el flujo de agua fría es constante, lo que implica un uso innecesario de energía eléctrica. Este aspecto se debe fundamentalmente a la concepción inicial de los proyectos. El cambio tecnológico a realizar para obtener un flujo variable representa una inversión, la cual se puede amortizar en un periodo inferior a los dos años con la posibilidad de disminuir el consumo de energía eléctrica en el transporte de agua fría hasta de un 50%. Pueden además presentarse potencialidades de ahorros relacionadas con un menor tiempo de trabajo de las enfriadoras, las cuales representan el equipo de mayor demanda.

Existen tecnologías y mejoras que permiten perfeccionar los sistemas de climatización, entre las cuales podemos mencionar, los variadores de velocidad(**VV**), la acumulación térmica de hielo, válvulas inteligentes para la regulación optima, pizarras de control avanzado, motores de alta eficiencia, bombas eficientes, tuberías con mejores propiedades para el transporte, etc. Todos estos mecanismos aumentan la eficiencia de las instalaciones, disminuyen el consumo de energía eléctrica y desplazan del horario pico un gran porcentaje de las cargas con la consecuente disminución de los gastos operacionales.

El transporte del agua fría de la climatización centralizada en hoteles mediante los circuitos secundarios de bombeo representa un consumo de energía, equivalente como promedio al 10 % del total. En la mayoría de las instalaciones se observa un régimen de explotación irracional, ya sea por no emplear los V.V para lograr caudal variable adaptado a la demanda real de la carga térmica o por pérdidas de carácter termoenergéticas. Las bombas que garantizan la impulsión del agua operan los 365 días del año, las 24 horas del día, con un elevado consumo energético, de aquí la importancia en mejorar su operación de conjunto con los demás elementos.

La compañía Gaviota S.A, tienen como objetivo estratégico, lograr un incremento sostenido de la disponibilidad técnica y la eficiencia en la explotación de los sistemas tecnológicos con que cuentan las instalaciones. Esto se expresa en obtener un 95% de

INTRODUCCION

disponibilidad técnica de los sistemas tecnológicos principales en el 2005 y un gasto de 8,00 USD/HDO por consumo energético. En el caso particular de la reducción de los costos específicos de portadores energéticos se proponen algunas tareas que se relacionan con el propósito final de este trabajo de diploma como son.

- Identificar, en cada instalación, las potencialidades de reducción de gastos energéticos y establecer prioridades para la implantación de mejoras técnico-organizativas que permitan alcanzar los índices de consumo propuestos.
- Incorporar, en los planes anuales, el financiamiento necesario para acometer las mejoras tecnológicas propuestas, evaluando además las posibilidades de ejecutar proyectos de “ahorros compartidos” financiados por terceros.
- Realizar al menos 2 proyectos demostrativos anuales para la evaluación de dispositivos de ahorros energético y una vez determinado el impacto de los mismos, proponer su generalización donde sea factible.
- Profundizar en los estudios para la introducción de nuevas tecnologías energéticas, principalmente lo relacionado con la acumulación de frío, los sistemas de control avanzados y la cogeneración.

A partir de todos los aspectos anteriormente mencionados se declara como **situación problemática**:

El elevado consumo energético en los regímenes de explotación actual de los Circuitos Secundarios de Agua Fría de la Climatización Centralizada en hoteles.

El **problema científico** lo constituye:

La no disponibilidad de un procedimiento para el análisis del comportamiento energético de los CSAF que permita mejorar los parámetros de su explotación.

Como **objeto de la investigación** se establece:

Los CSAF de la Climatización Centralizada en hoteles.

Hipótesis.

Con el trabajo a flujo variable y la disminución de las principales pérdidas en los CSAF se logra un régimen de operación más racional en estos sistemas.

Objetivo del trabajo.

Evaluar el comportamiento energético de los CSAF de Climatización Centralizada en hoteles para la modificación de las condiciones de explotación de estos sistemas.

Los **métodos de investigación** empleados son los siguientes:

1. Método de investigación documental y bibliográfico para la sistematización del conjunto de conocimientos y teorías relacionadas con el objeto de estudio.
2. Método de investigación experimental para describir, caracterizar el objeto de estudio y sus principales regularidades.
3. Método de investigación estadístico y de evaluación computacional de diferentes estados del sistema.

CAPITULO 1

MARCO TEORICO DE LA INVESTIGACION

- **Introducción.**
- **Trabajos precedentes.**
Tecnologías que permiten mejorar las condiciones de explotación de la Climatización Centralizada.
- **Estado actual de los CSAF en hoteles del polo turístico de Holguín.**
- **Fundamentos teóricos.**
Presentación general de los CSAF.
Carga térmica de los CSAF.
Infiltración del aire exterior.
Otros aspectos generales que inciden en la carga térmica.
Red Hidráulica de los CSAF.
Pérdidas de carga en las redes de tuberías.
Pérdidas de energía que se producen debido al mal estado del aislamiento.
Conjunto Motor – Bomba.
Variadores de Velocidad.

“Los estudios hechos no inspiran más que una
Profunda vergüenza por lo que todavía
Nos queda que estudiar”

José Martí.

O.C. T. 22. pp. 129

1.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se presenta un análisis bibliográfico, donde se señalan aspectos relacionados con el consumo energético de los hoteles, se resaltan algunas condiciones de explotación que inciden en el uso racional de la energía eléctrica y elementos relacionados con los CSAF. Se describe el estado actual de los CSAF en algunos hoteles del polo turístico de Holguín, que muestra la posibilidad de aplicar los variadores de velocidad con el objetivo de ajustar el consumo de energía a la demanda real de confort. Se hace referencia además a los aspectos teóricos de cada uno de los elementos que forman parte de los Circuitos Secundarios de Agua Fría (carga térmica, red hidráulica, conjunto motor de inducción - bomba centrífuga y variadores de velocidad). Con el empleo de estas formulaciones, se crea una herramienta básica para la evaluación de los CSAF en su estado original y se pueden determinar los cambios que experimenta ante nuevas condiciones.

1.2 Trabajos precedentes.

El sector hotelero se caracteriza en general por su elevado, y en ocasiones poco racional, consumo energético. Esto es así porque la principal función del hotel es dar el máximo confort a sus clientes y para ello, se necesita energía. A pesar de todo, existen muchas oportunidades de reducción de consumos, o lo que es lo mismo, de costos económicos, mediante la implantación y realización de mejoras tanto en la distribución y regulación.

Los costos energéticos oscilan entre el **3%** y el **10%** de los costos globales del hotel, siendo a su vez la partida de presupuesto más elevada tras los gastos de personal y de alimentación.(Ferran, 2003).

Una buena gestión energética permite:

- Mejorar la competitividad de la empresa al aumentar el margen de beneficios (reducción de la factura eléctrica).
- Mejorar el servicio al implantar tecnologías modernas y eficientes.
- Respeto a la principal fuente de ingresos del sector turístico: el Medio Ambiente.

CAPITULO 1

Los costos no son fijos o variables por su naturaleza, sino por la forma en que participan en el proceso de producción o prestación de los servicios del hotel. Algunos tipos de costos tienen las características de ser fijos como costo de capacidad y a la vez variables en otras circunstancias. En este grupo encontramos por ejemplo, la electricidad, el agua, el teléfono, que consume un hotel, donde es en parte un costo de capacidad permanente independientemente del nivel de ocupación del hotel (costos fijos por iluminación, oficinas, almacenes, etc.), sin embargo el consumo de estos elementos por los huéspedes en las habitaciones constituye un costo variable.

Las condiciones de competitividad demandan una mayor eficiencia en la explotación, siendo el parámetro costo /ingreso de la instalación el más importante el cual oscila entre 70 y 80 centavos por dólar de ingreso.

La actividad turística prevé en Cuba un crecimiento sostenido del sector de un 16%, que para el año 2010 posibilitará 50 000 nuevas habitaciones con la capacidad de admitir entre 5 y 7 millones de turistas año. Como es lógico toda esta infraestructura debe tener garantizado un suministro eléctrico adecuado de unos 547.5 GWh anuales que representa aproximadamente el 5 % del consumo de Cuba del año 2001.

Con toda esta necesidad de generar energía el país ha logrado disminuir el incremento sostenido de la demanda de un 7 al 2 %. Pero es necesario continuar en el esfuerzo de reducirla y más ahora que los precios del petróleo se han incrementado por encima de los \$ 55,00 USD el barril aunque en estos momentos tiende a disminuir.

Existe un flujo turístico que es por naturaleza estacional, a la inversa con el verano y las altas temperaturas, siendo para Cuba el mes de mayor arribo de turistas el de Diciembre y el de menor arribo Junio. Creándose altos consumos de energía en meses donde la ocupación es baja como por ejemplo en verano.

Las temporadas turísticas representan una de las informaciones más importantes para enmarcar los regímenes de explotación de los hoteles. A continuación reflejaremos los periodos en que se enmarcan las temporadas los cuales inciden en el comportamiento del consumo de los portadores energéticos:

CAPITULO 1

- Temporada alta: del 8 de Enero al 6 de Abril y del 17 de Diciembre al 7 de Enero.
- Temporada Media: del 16 de Abril al 13 de Julio y del 3 de Septiembre al 16 de Diciembre.
- Temporada baja: del 7 al 15 de Abril y del 14 de Julio al 2 de Septiembre.

Para lograr conclusiones adecuadas y que reflejen los efectos de la gestión energética, se hace necesaria la evaluación de indicadores que relacionen los consumos totales de portadores energéticos y los costos, entre los que se encuentran:

- % gastos de energéticos vs. Ingresos.
- Consumo físico de energético /m².
- Consumo físico de energético /habitación ocupada kWh/HDO.

Algunos autores plantean que una instalación hotelera para que funcione eficientemente, desde el punto de vista energético debe garantizar menos de un **5%** de sus costos totales para cubrir los gastos energéticos (Travel, 1997; González, 1999; Looper).

En Cuba en las principales cadenas Hoteleras (CUBANACAN, GRAN CARIBE, HORIZONTES) este indicador oscila entre el 8 y el 16 % pudiendo llegar hasta el 20 % en Hoteles con un atrasado equipamiento tecnológico (aires acondicionados de ventana con bajas eficiencia, iluminación incandescente, etc) y bajos niveles de comercialización, donde los costos fijos son muy elevados. Es por tanto que los costos fijos que se generan por los componentes energéticos son elevados y por ende se hace muy difícil lograr una adecuada productividad de los costos totales con respecto al nivel ocupacional del Hotel.

Los resultados anteriores hacen pensar que otros factores además de las HDO tienen influencia en el consumo de energía eléctrica de las instalaciones hoteleras y por tanto el indicador utilizado hasta la fecha de kWh/HDO no muestra la variabilidad del consumo eléctrico de la instalación, por lo que cualquier análisis que se realice utilizando este indicador no ofrece una correcta valoración de su eficiencia energética, ni deben ser utilizado para el control de mejoras, puesto que los valores de correlación que arrojan las diferentes variables por separado son poco significativos.

CAPITULO 1

Es por ello que en las instalaciones hoteleras, *influye notoriamente en la reducción de los consumos energéticos la posibilidad de incluir mejoras tecnológicas en el equipamiento y sistemas*. Las mayores potencialidades están en primer lugar en adaptar los consumos a la demanda en cada uno de los servicios y en particular en el flujo de agua fría para brindar el confort a la carga térmica en la climatización centralizada, lo cual se refleja en pocas instalaciones. Esta mejora se logra con la simple incorporación de variadores de velocidad en las bombas de los CSAF.

Unido a lo anterior, en el mercado existe una tecnología de reciente aplicación mundial denominada Acumulación Térmica de Hielo (termoacumulación de frío por tanques de hielo) que puede desplazar por completo del horario pico el consumo de las enfriadoras las cuales representan el equipo de mayor demanda de los existentes. Un solo compresor en funcionamiento representa el consumo promedio de unos 50 kW. En nuestro país existe una sola experiencia en la explotación de esta tecnología de termoacumulación y se encuentra instalada desde el 18 de Junio de 2003 en el hotel Iberostar Bella Costa en Varadero. Este proyecto fue promovido de manera conjunta por la empresa italiana RE.CON y ECOSOL Eficiencia de la corporación COPEXTEL S.A. En esta aplicación se produce hielo entre las 10 de la noche y las 9 de la mañana, cuando llega el horario pico se apaga la climatización del hotel. Lo anterior ha permitido disminuir en un 50% el consumo eléctrico en las horas picos (Granma, 18.07.03).

Se han realizado esfuerzos por automatizar los sistemas pero por lo general solo estos sirven para el monitoreo y supervisión de las variables, pero el control es muy atrasado o simplemente se controlan procesos que no cuentan con las mejoras incorporadas como es el caso específico de la Climatización Centralizada.

El consumo de energía de los hoteles debería ser proporcional a la ocupación del mismo y al uso que el huésped de a la instalación. Pero en la práctica existen factores que influyen en el consumo de energía eléctrica, conociendo estas variables se puede tratar de minimizar el impacto de ellas. En los países del Caribe donde las temperaturas exteriores son elevadas y los niveles de confort (24 °C) son los mismos para todas las personas las variables de mayor incidencia en el consumo eléctrico son:

CAPITULO 1

Clima: Tiene una gran significación entre los factores a analizar el consumo eléctrico, ya que en una misma habitación se pueden consumir hasta 10 veces más electricidad en la temporada de verano que en la invierno (Ramos,1999, Acosta, 1999). En Cuba los meses más calurosos son Julio y Agosto, con el consiguiente aumento del consumo eléctrico, y en meses como Mayo, Junio, Septiembre y Octubre la temperatura exterior disminuye como consecuencia del aumento de las lluvias en este período.

Categoría del Hotel: El máximo consumo de energía de una habitación lo representa la climatización seguido por la iluminación y en ambos casos el consumo o no de la energía eléctrica depende del régimen de explotación a que es sometida, volumen de la habitación, la cantidad de turistas y el tiempo de estancia en ella, costumbres y hábitos de consumo de cada turista (Blanco).

Conociendo estas cuestiones en muchos hoteles se ha implementado la estrategia de trasladar la animación al horario de mayor demanda y pico del sistema electroenergético nacional, donde el precio de la energía casi se duplica, el objetivo es tratar de alejar a los clientes de los lugares mayor de consumo (Habitación) y desplazar el consumo de forma general.

Estudios preliminares realizados por Monteagudo, 2002 y Campos, 2000 confirman la importancia de estos factores y la necesidad de obtener modelos que relacionen el consumo de energía eléctrica de las instalaciones hoteleras con factores de las variables anteriormente analizadas.

En el caso particular de los CSAF, estos no son más que un sistema de bombeo con la función de transportar agua fría aproximadamente a $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ procedentes de las enfriadoras hacia una carga térmica, a través de un circuito cerrado de redes hidráulicas de diferentes características. Luego de un análisis bibliográfico referido a elementos relacionados con los CSAF encontramos un conjunto de potencialidades tecnológicas y medidas técnico - organizativas cuya aplicación en estos sistemas garantizan eficiencia. Todo lo que seguidamente se expone nos confirman la existencia de elementos que aportan al cumplimiento del objetivo de nuestro trabajo.

CAPITULO 1

Existen dos regímenes básicos en los que pueden trabajar los CSAF, a flujo variable o a flujo constante, con la diferencia que el primero emplea variadores de velocidad y el segundo regulación mecánica del caudal. Aquí aparece el primer elemento tecnológico (VV) que no está generalizado su empleo en hoteles y se demuestra en lo sucesivo esta particularidad.

1.2.1 Algunas Tecnologías empleadas para mejorar las condiciones de explotación de la Climatización Centralizada

Acumulación térmica de hielo.

Los sistemas de acumulación térmica agregan o quitan energía (calor) a un medio de almacenaje para utilizarlo en otro momento. En el ámbito de la climatización es común que se “almacene” frío en agua o en hielo para las aplicaciones de aire acondicionado.

El hielo se produce en los tanques de polietileno Icebank durante la noche, cuando las tarifas eléctricas son más bajas. Ese hielo almacenado proporciona refrigeración al día siguiente para edificios de oficinas, colegios, hospitales, centros comerciales, etc. Es un sistema especialmente indicado para instalaciones donde existan puntas de demanda de frío en momentos determinados (teatros, salas de congresos, etc...)

Al realizar el almacenamiento de hielo durante la noche, se disminuyen considerablemente los costes operativos para la obtención de aire acondicionado, también permite la utilización de enfriadoras entre un 40 y 60 % más pequeñas de las requeridas habitualmente.



Fig. 1.1 Tanques de polietileno Icebank

CAPITULO 1

El hielo almacenado proporciona también cobertura durante periodos de parada de servicio de las máquinas. Actualmente existen más de 2.000 sistemas Icebank instalados a lo largo de 35 países.

En las instalaciones de aire acondicionado, donde la demanda de energía se produce en unas determinadas horas del día, es aconsejable la acumulación térmica sobre hielo por los siguientes motivos:

1. Reduce la potencia (menos del 60%) y el coste de las centrales frigoríficas, manteniendo el grado de confort.
2. Reduce el ruido creado por los compresores, las torres de refrigeración y los equipos de condensación.
3. Reduce la potencia eléctrica de los equipos y su coste.
4. Reemplaza los equipos de apoyo tradicionales (compresores adicionales, grupos electrógenos, etc.) aumentando la fiabilidad general.
5. Garantiza la climatización de equipos estratégicos esenciales o militares, en "posición supervivencia", sin tener que utilizar equipos de superficie.
6. Permite aumentar la potencia de una central de producción sin instalar compresores adicionales.
7. Reducción del tamaño del equipamiento
8. Disminución de los costos de inversión.
9. Ahorros de energía por mejora en la eficiencia operativa.

Válvulas inteligentes

Con la aparición de las así llamadas "válvulas inteligentes" los gerentes de una empresa están hoy en día en condiciones de controlar y conocer el estado operativo de sus respectivas unidades de producción desde su escritorio por más que estas unidades pueden ubicarse a bastante distancia.

Además de optimizar el rendimiento de las unidades productivas logrando ahorros de consumo de agua, vapor, energía eléctrica, combustible, etc., lo que justifica por demás

CAPITULO 1

su adquisición, las válvulas inteligentes permiten detectar sus fallas antes de producirse la interrupción del proceso productivo. Luego, es posible programar el mantenimiento preventivo teniendo en cuenta la disponibilidad de los repuestos necesarios.

Por “válvula inteligente” se entiende una válvula automática a la cual se ha incorporado un posicionador digital que consta básicamente de un microprocesador y un módulo de comunicación digital “bidireccional” de tal manera que la válvula recibe y transmite información al sistema supervisor. Incluye un sensor de carrera inductivo capaz de detectar desplazamientos de 0.01 mm y solenoides para el control de ingreso y expulsión de aire al actuador.

Climatización a gas natural.

La climatización a gas natural es a partir de ahora una realidad. Una nueva solución que permite atender a la petición creciente de comodidad. La tecnología elegida para la producción de frío se basa en el principio de la absorción.

Los fabricantes en coordinación con los profesionales del sector han concebido una estrategia de desarrollo industrial basada en productos potentes, fiables y acompañados de un servicio técnico puntero. Estas máquinas de absorción pueden producir, de manera alterna (o incluso simultánea) agua congelada y agua caliente.

1.3 Estado actual de los CSAF en hoteles del polo turístico de Holguín.

En los hoteles la climatización centralizada representa entre el 60 y el 80 % del consumo de energía eléctrica y las bombas del circuito secundario de agua fría, situadas en este sistema, entre el 10 y 12 %. Empleando el Diagrama de Pareto, el cual sigue el principio conocido como pocos vitales y muchos útiles o Ley 80 – 20, se puede reconocer que en los procesos hay unos pocos elementos o causas realmente importantes (20%) que generan la mayor parte del efecto (80%). En otras palabras los esfuerzos por disminuir la facturación eléctrica deben ir centrados en mejorar la eficiencia de los subsistemas que forman parte de la climatización y en específico en aquellos con mayor oportunidad de adaptarse a cambios tecnológicos con inversiones racionales.

A continuación mostramos en forma de tabla, fundamentalmente, las características de potencia nominal de las bombas que componen los CSAF en algunos hoteles con caudal

CAPITULO 1

constante. Estos datos dan una visión del efecto sobre el consumo de energía eléctrica de este equipamiento.

Tabla 1.1 Características generales de los CSAF de algunos hoteles.

Hotel	Habitaciones	Total de bombas en los CSAF	En funcionamiento	Potencia Nominal por Bomba (kW)	Potencia Nominal Total(kW)
Playa Costa Verde	480	BT1:3	2	15	60
		BT2: 3	2	15	
Paradiso Río de Oro	302	BT 1: 2	1	5,5	16,50
		BT 2: 2	1	5,5	
		BT 3: 2	1	5,5	
Playa Pesquero	944	BT1:3	2	37,5	112
		BT2: 3	2	18,5	
Río de Lunas y Mares	464	BT 1: 4	3	67,5	117,5
		BT 2: 3	2	50	
Total	2190	25	16	-	306

En contraposición con el modo de empleo de los CSAF en las instalaciones anteriores, podemos mencionar que el Hotel Maritim Costa Verde Beach Resort es el “único en el polo turístico de Holguín tiene implementado dentro de este sistema los VV. Esta técnica permite que el caudal de agua fría se adapte a la demanda de la carga térmica la cual es muy cambiante en el día y en las distintas temporadas del año. Los resultados de este hotel en la gestión energética lo sitúan dentro de los más eficientes del país. Después de su construcción, se han creado otros en la misma región y sin embargo la gestión por aplicar tecnologías eficientes no se ha visto reflejada en los sistemas, aspecto este contradictorio.

En el año 2003 el costo de los portadores energéticos en el Hotel Maritim representó el 6,96 % de los ingresos, donde el consumo de energía eléctrica constituyó el 72,84 % de este costo para una ocupación habitacional de 58,43 %. Este es un ejemplo a seguir por parte las demás instalaciones en la que el costo de los energéticos supera el 10%.

CAPITULO 1

Realizando un pronóstico de cuanta energía eléctrica se ahorraría entre todos los hoteles de la tabla 1.1 empleando en ellos los VV y considerando que los motores de las bombas consumen el 85 % de la potencia nominal equivalente a 260 kW y que se produzcan ahorros del 40%, logrables con esta tecnología tenemos que:

En el transcurso de un año se ahorran unos 911,4 MWh los cuales representan considerando los precios de la energía de \$ 0,17 USD en el pico y \$ 0,095 USD en el horario normal unos \$97 973,30 USD. Las potencialidades para lograr estos ahorros se demuestran en el desarrollo de este trabajo.

Lo anterior es solo una muestra de cómo se puede mejorar la eficiencia de los CSAF, pero existen otras posibilidades entre ellas:

- Mejoramiento del aislamiento de las redes de agua fría.
- Disminución de las infiltraciones de aire exterior en las cargas térmicas.
- Equilibrio hidráulico.
- Sustitución del material de las redes por otros más eficientes.
- Empleo de Motores y Bombas más eficientes.

Dentro de las causas que deterioran su estado y se manifiestan en estos sistemas se encuentran:

- Envejecimiento de las instalaciones.
- Deterioro del aislamiento por exposición a altas temperaturas y por la condensación del agua en las redes.
- Tupiciones por incrustaciones en las redes debido a la dureza del agua y otros aspectos.
- Sobredimensionamiento de los cálculos ingenieriles y del equipamiento.
- Insuficiente mantenimiento de las instalaciones.
- Deficiencias en la operación de los sistemas.

Todas las medidas que se puedan aplicar en los CSAF para mejorar su eficiencia necesitan de una inversión por lo que las propuestas deben de estar acompañadas de criterios técnicos sólidos que justifiquen el gasto. De todas formas las experiencias

demuestran que la amortización generalmente no supera los dos años para ninguna de las sugerencias que puedan hacerse.

1.4 Fundamentos teóricos.

En este epígrafe se describe las particularidades de los CSAF en su estado actual y un conjunto de formulaciones que mediante su aplicación en cada uno de los elementos del sistema permiten un acercamiento a las características cuantitativas de las principales pérdidas que se manifiestan. Mediante la adaptación de los cálculos a los comportamientos reales de las variables se obtienen resultados que justifican las toma de decisiones, en las inversiones o acciones organizativas en función de las mejoras.

1.4.1 Presentación general de los Circuitos Secundarios de Agua Fría.

Independientemente del tipo de flujo que experimentan los CSAF existe un conjunto de características que se manifiestan de manera similar en ambos sistemas. En el siguiente diagrama de bloques se presentan los elementos componentes del CSAF que mediante el análisis individual de cada uno de ellos se facilita su estudio y se pueden determinar mejor la dependencia entre los parámetros.

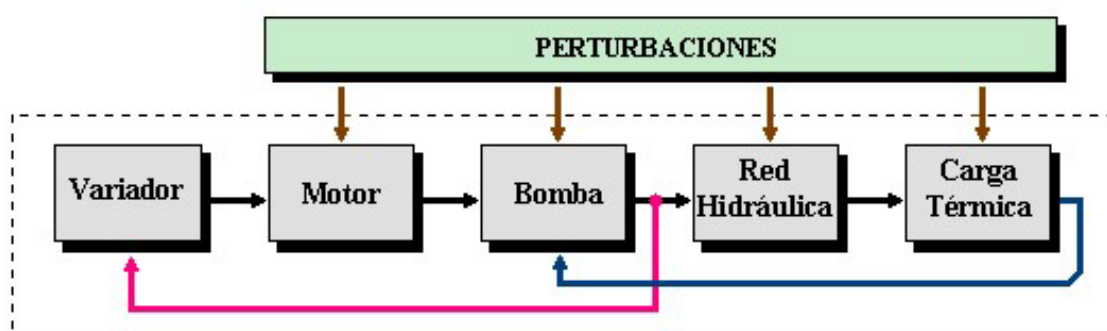


Fig.1.2 Diagrama en bloques del bombeo a flujo variable empleado en los CSAF.

Como se puede observar el primer elemento es el variador de velocidad el cual impone los parámetros de trabajo del motor en función de una variable de referencia, que en este caso, es la presión de descarga de la bomba, magnitud muy importante que al definirla y controlarla se impone un régimen racional satisfaciendo las necesidades del fluido.

CAPITULO 1

En el caso del motor, se tiene la facilidad de que los de inducción tienen características probadas para incorporarle los V.V. No obstante los sistemas que no cuentan con estos dispositivos, se pueden analizar empleando el mismo diagrama. El motor de inducción es el encargado de mover la bomba para garantizar la demanda de la carga térmica. Estos sistemas son sistemas cerrados, en que el agua de impulso retorna con una mayor temperatura luego de haberse producido la transferencia de calor mediante los fancoils en las habitaciones o locales.

Es de vital importancia tener en cuenta las perturbaciones que influyen sobre los diferentes elementos del sistema, de manera individual y de manera sistémica. Los CSAF tienen la particularidad de que pueden trabajar en dos regímenes (flujo constante o flujo variable). Esta característica define los parámetros cuantitativos del consumo de energía eléctrica. En los siguientes gráficos se pueden observar las diferencias en cuanto a la potencia activa que se demanda para las siguientes soluciones.

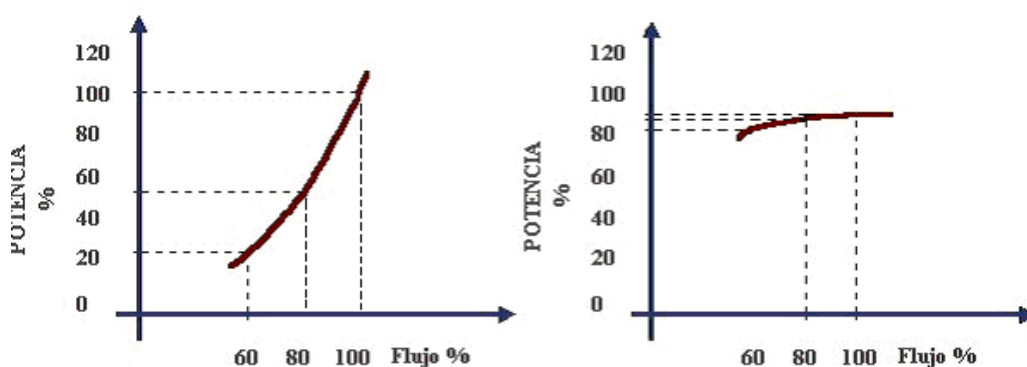


Fig. 1.3 Comportamiento del consumo de potencia activa
a) Control con Variadores de Velocidad b) Solución mecánica.

De acuerdo a las gráficas anteriores podemos apreciar que en el sistema mecánico tradicional, aun y cuando cumplimos el requerimiento de flujo de agua mediante la obstrucción de las ductos o tuberías, usando compuertas o válvulas respectivamente lo que provocamos es el incremento en la presión y una muy pobre reducción de el consumo eléctrico.

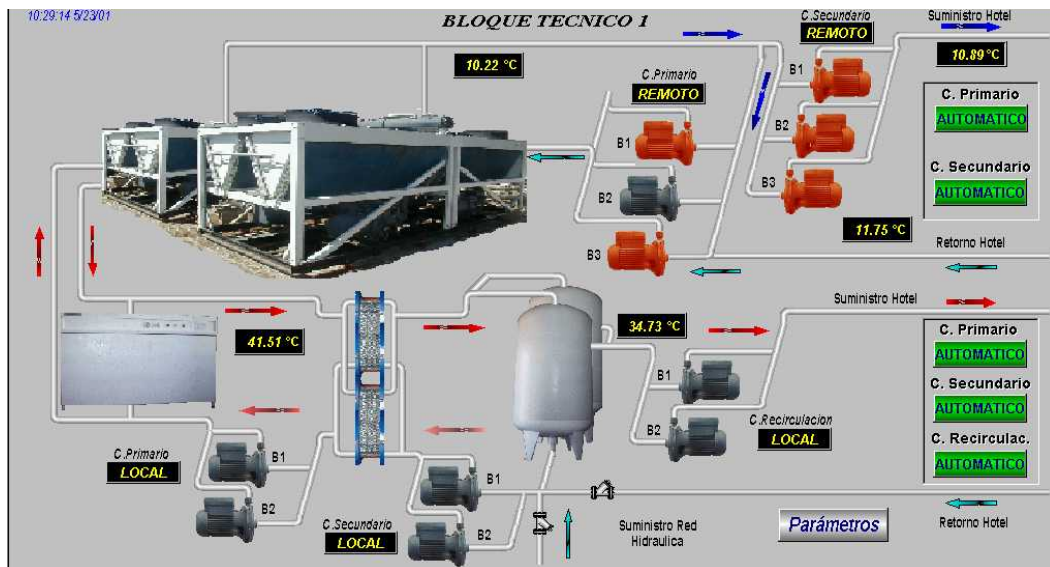


Fig. 1.4. Sistema de Climatización Centralizado en el que se encuentra el CSAF.

En el sistema con variador de velocidad apreciamos por ejemplo (Fig.1.3) que con una reducción en el flujo de el **50%** obtenemos un consumo de energía de tan solo el **12.5%** de la capacidad máxima de energía en kWh de el motor en cuestión(Aguirre,2002).

1.4.2 Carga térmica de los CSAF.

En todos los proyectos de diseño para determinar la carga térmica de distintos locales se tienen en cuenta una gran cantidad de parámetros con los cuales hay que tener especial atención al seleccionarlos. El no respetar los valores de ciertas magnitudes incide notablemente en que se sobredimensione el equipamiento para dar el servicio.

Para climatizar uno o varios locales es muy importante tener en cuenta el comportamiento del aire para el control de los diferentes parámetros que forman parte de este, con el fin de lograr el confort deseado, así como el mantenimiento de equipos que deben estar situados en lugares climatizados, logrando una mejor explotación de estos y una mayor vida útil.

Para obtener las condiciones deseadas en una instalación de climatización se deben de estudiar los factores que influyen en estas, además de los métodos para la selección de

CAPITULO 1

dichas condiciones ya sean exteriores o interiores así como el cálculo de la carga térmica para determinar las características de la instalación.

Para esto se realiza la selección de las condiciones de diseño interior y exterior del área a climatizar, esto es de gran importancia puesto que de ella dependen fundamentalmente los resultados de la estimación de la carga térmica de los locales consecuentemente la selección más económica de los equipos y accesorios necesarios para vencer de un modo mas eficiente dicha carga.

Condiciones de diseño exterior en verano.

Factores que influyen en la determinación de las condiciones de diseño exterior.

- La inclinación del eje de rotación de la tierra respecto a su plano de giro en relación al sol.
- El calentamiento desigual entre la tierra y el mar que provoca el movimiento del aire.
- La formación de rocío.

Condiciones de diseño interior en verano.

Factores que influyen en la determinación de las condiciones de diseño.

- Aclimatización y diferencias de estaciones.
- Tiempo de Ocupación.
- Ropa.
- Edad y sexo.
- Actividades.
- Calor radiado.



Fig. 1.5 Habitación estándar, carga térmica fundamental de un hotel.

CAPITULO 1

Componentes que determinan la carga térmica total.

La carga térmica total no es más que la suma de todas las cargas latentes y sensibles.

$$Q_{TL} = Q_{SL} + Q_{LL} \quad (1.1)$$

Se toma un coeficiente de seguridad entre 5 – 10 % sumándolo a la carga térmica total del local.

Cargas sensibles Q_{SL} :

- Ganancia por radiación solar en los cristales: Q_{rst} .
- Transmisión por estructuras: Q_{estruc}
- Infiltraciones: Q_{sinf}
- Iluminación: Q_{si}
- Ventilación exterior: Q_{sv}
- Ocupantes: Q_{socup}
- Equipos o motores eléctricos: Q_{smt}

Carga latente Q_{LL} :

- Infiltraciones: Q_{linf}
- Ocupantes: Q_{locup}
- Ventilación exterior: Q_{lv}

De todas las cargas que conforman la carga térmica total la que más variaciones puede sufrir son las infiltraciones. Es por tanto que se hace énfasis en este aspecto.

Infiltraciones

Las infiltraciones en un local acondicionado ocurren cuando penetra aire exterior por el efecto de la presión del aire a través de las rendijas o ranuras de las ventanas y por la entrada y salida de los ocupantes del local.

- Ganancia térmica sensible del local producto al aire infiltrado.

$$Q_{sinf} = 1,2 V_{inf} (T_e - T_i) \quad (1.2)$$

V_{inf} : Máximo volumen de aire infiltrado; m^3/s

T_e : Temperatura exterior; $^{\circ}C$

CAPITULO 1

T_i : Temperatura interior; °C

- Ganancia térmica latente en el local producto al aire infiltrado.

$$Q_{\text{linf}} = 2970 V_{\text{inf}} (W_e - W_i) \quad (1.3)$$

W_e : Contenido de humedad del aire exterior; Kgv / Kgas. Ver anexo.1

W_i : Contenido de humedad del aire interior del local; Kgv / Kgas.

- Ganancia total, producto al aire infiltrado.

$$Q_{\text{TINF}} = Q_{\text{sinf}} + Q_{\text{linf}} \quad (1.4)$$

1.4.2.1 Infiltración del aire exterior.

Para el cálculo de la ganancia de calor en las habitaciones debido a la poca hermeticidad de las puertas de entrada se utiliza el método de las rendijas que consiste en determinar el caudal de aire que se introduce por cada metro lineal de rendijas en dependencia del ancho de la abertura y la velocidad frontal del viento estimada y teniendo en cuenta además las condiciones del aire interior (habitación) y exterior.

Antes de cualquier cálculo es necesario realizar la evaluación de los costos de refrigeración, que incluye el costo para producir 1Ton de frío en el sistema de climatización más el costo de bombeo para el circuito secundario.

Costo de producción de frío.

COP: Coeficiente de efecto refrigerante.

$$COP = \frac{q_0}{w_0} \quad (1.5)$$

$$q_0 = i_1 - i_4$$

$$w_0 = i_2 - i_1$$

q_0 : Efecto refrigerante.

w_0 : Trabajo del compresor.

i_1 : Entalpía a la entrada del compresor.

i_2 : Entalpía a la entrada del condensador.

CAPITULO 1

i_3 : Entalpía a la entrada de la válvula.

i_4 : Entalpía a la entrada del evaporador.

Las variables implícitas en la ecuación fueron tomadas del freón 22.

COP = 2.5 para un Δt entre condensación y evaporación de 0 y 45 °C.

Costo del kWh en horario pico = \$ 0.17 USD

Costo del kWh en horario normal = \$ 0.095 USD

1kWh = 860 kcal/h

Para un flujo calorífico de 3024 kcal/h(1Ton) en el evaporador la energía absorbida de la red estará dada por:

$$\frac{3024}{2.5 * 860} \equiv 1.4 \text{ KWh} / \text{Ton}$$

El costo de bombeo para el circuito primario y secundario de agua fría; kWh/Ton.

Parámetros considerados para determinar la ganancia total debido al aire infiltrado:

1. Velocidad del viento a través de la rendija; m/s
2. Temperatura de bulbo seco del aire exterior; °C y HR = %
3. Temperatura de bulbo seco del aire interior; °C y HR = %
4. Humedad específica del aire exterior (W_e); kgv/kgas
5. Humedad específica del aire interior (W_i); kgv/kgas
6. Espesor de rendija promedio; mm
7. Caudal infiltrado por metro lineal; m³/s. (ver anexo.2)

Luego de tener todos estos parámetros, se determinan las ganancias de calor sensible y latente, tanto para el espesor promedio de las rendijas existentes como para el promedio de la dimensión de las rendijas al cual se desea reducir.

1.4.2.2 Otros aspectos generales que inciden en la carga térmica

Comportamiento del clima.

Cuba se encuentra situada en la franja geográfica tropical, donde su insularidad, situación geográfica, cerca del Trópico de Cáncer, así como las características de su relieve, le imprimen particularidades propias de la zona geográfica de bosques tropicales.

La radiación solar que recibe nuestro país oscila entre $6,69 \cdot 10^9$ y $7,54 \cdot 10^9$ J/m² como promedio anual. Considerando este recurso en términos de energía eléctrica, puede decirse que cada kilómetro de territorio cubano recibe tanta energía en un año como la que en ese mismo periodo de tiempo, pudiera producir una central termoeléctrica, de la cual solamente se aprovecha en la producción de electricidad el 34% de la energía desprendida, mientras que el 66 % restante se pierde en calor residual que se vierte a la atmósfera principalmente.

La temperatura media de Cuba es de alrededor de 25 ° C (Oscila entre 24,7 y 26 ° C), aunque se han registrado máxima de 39 ° C. En general las temperaturas ascienden de Enero a Julio se estabilizan relativamente hasta Octubre para comenzar a disminuir nuevamente. El mes más cálido en Agosto con media de 29 ° C y el más frío enero con media de 20 ° C.

La humedad absoluta del aire es elevada, con una media de 20 g/m, comportándose en verano entre los 20 y los 25 g/m y en invierno entre 15 y 20 g/m. La humedad relativa media es 76,5 %, más elevada durante la noche que durante el día, en relación inversa con la temperatura. En verano durante el día oscila entre 60 y 70 % y por la noche entre 80 y 90 %; en invierno, durante el día, entre 65 y 70 % y por la noche, entre 85 y 90%.

La presión barométrica es prácticamente uniforme en todo el país, como una característica propia de la franja tropical. A ello contribuye la configuración del territorio. La media anual es de unos 1017 hPa, en verano disminuye hasta algo menos o 1016 hPa y en invierno aumenta hasta poco más de 1018 hPa aproximadamente.

CAPITULO 1

Extracción de aire

En ocasiones el sistema de extracción de aire de las habitaciones están sobredimensionados para el trabajo en dicha red, esto trae como consecuencia que el caudal de aire manejado por estos es mucho mayor que el de proyecto, dando lugar a altas velocidades y a la vez a una gran turbulencia que es capaz de generara ciertos niveles de ruido. Otra de la consecuencia que se puede manifestar es que, debido al funcionamiento continuo de los extractores se manifiesta la formación de moho en los baños de las habitaciones.

Cuando la habitación está climatizada y se detiene el Fan-Coil, por desocupación de la misma la temperatura de las paredes techo y piso del local se encuentran a una temperatura inferior a la del aire exterior, esto trae como consecuencia que la entrada de aire exterior caliente y con alto contenido de humedad por las rendijas de las puertas, por la depresión creada por los extractores alcance el punto de rocío. Esto se logra al ponerse en contacto con dichas superficies y se forme humedad que es la causante de la formación de colonias de hongos en paredes y techos.

Para disminuir estos efectos se hace necesario la disminución del tiempo de funcionamiento de los extractores. Se ha demostrado en diagnósticos energéticos realizados que en solo una hora la humedad relativa disminuye de 85 a 78%, esto nos indica que con 4 horas de funcionamiento de los extractores es suficiente para evacuar los vapores, olores y calor generados.

Ocupación

En la siguiente figura se muestran el comportamiento de los visitantes a nuestro país lo cual refleja la variabilidad de la ocupación de los hoteles en los distintos meses del año. Los datos que se muestran fueron tomados de la edición digital del Anuario Estadístico de Cuba 2000.

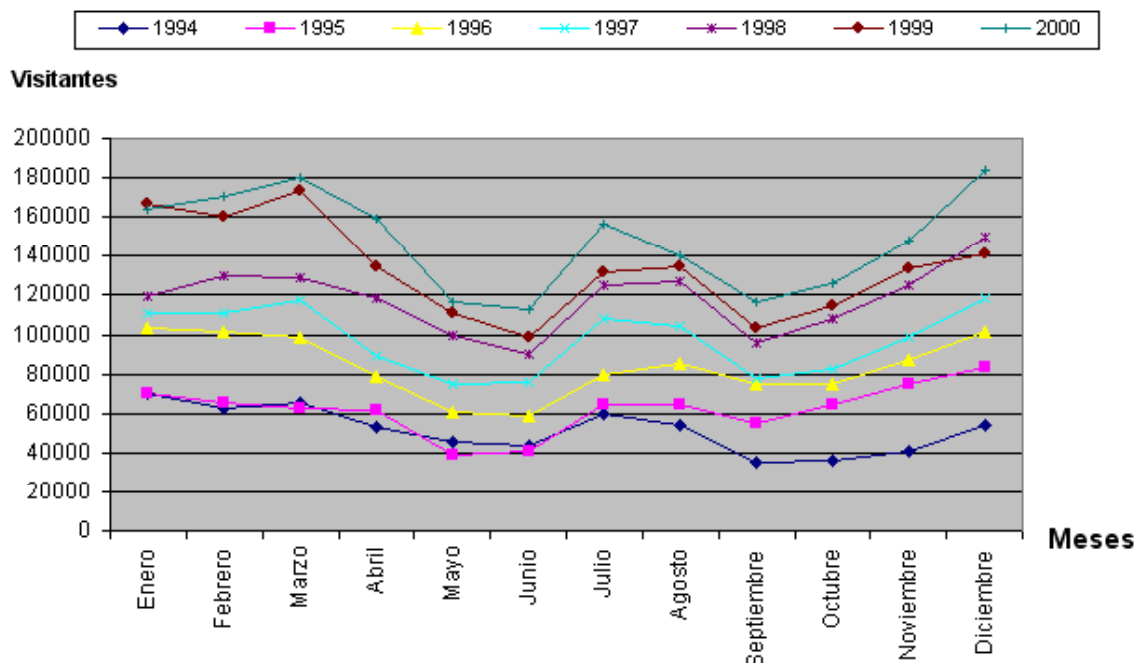


Fig.1.6 Visitantes por meses en Cuba.

El porcentaje de ocupación de un hotel es un indicador muy importante en el comportamiento de la carga térmica de la climatización, esta ocupación varía para diferentes temporadas y por horas del día dado a las diferentes actividades que realizan los turistas que no lo enmarcan todo el tiempo en las habitaciones. En la figura 1.7 se puede ver cómo varía el porcentaje de ocupación por tipo de instalación y total.

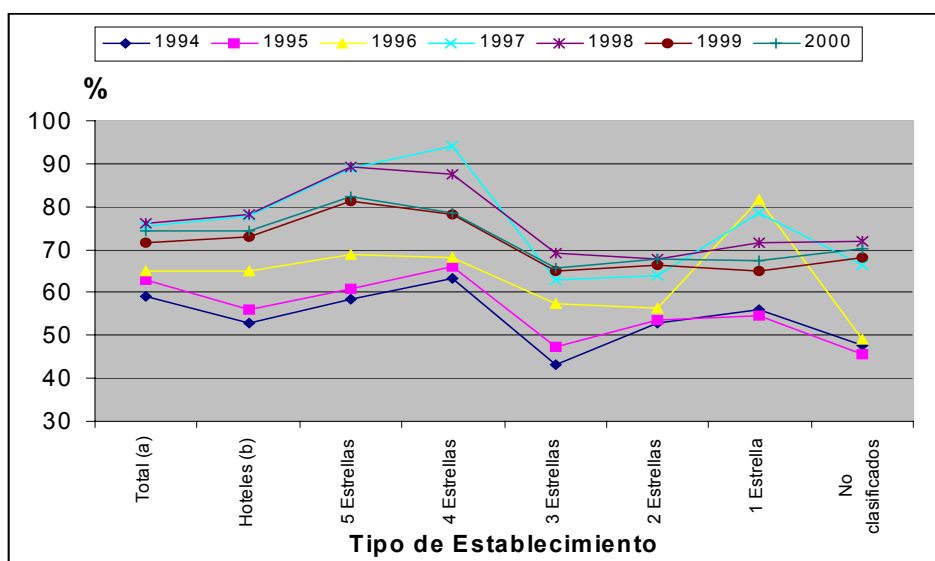


Fig.1.7 Tasa de ocupación media anual de los establecimientos de alojamiento.

1.4.3 Red hidráulica de los CSAF.

Conocer los aspectos básicos relacionados con el movimientos de los fluidos es de vital importancia, no solo por estar indisolublemente ligado al cálculo de la productividad, del consumo de energía, de las pérdidas de energía, etcétera, sino porque los aspectos técnicos y prácticos empleados para controlar el nivel de líquido, la presión gaseosa o hidráulica, el caudal y la temperatura de un fluido, etc, están estrechamente vinculados con el movimiento de los fluidos

Reynolds clasificó el movimiento en tres regímenes: *laminar*, *transitorio* y *turbulento*. El régimen turbulento es el que se presenta en los CSAF, se caracteriza porque las partículas del fluido no se mueven en forma de capas paralelas, sino que se desplazan en diferentes direcciones, creando un estado de agitación o turbulencia al tiempo que la masa total del fluido se mueve en una dirección.

Reynolds estableció que, agrupando las anteriores variables en forma de grupo adimensional, se puede caracterizar el régimen del movimiento. Ese grupo se le conoce como **número de Reynolds**, una de cuyas formas es

$$Re = \frac{Dv\rho}{\mu} = \frac{Dv}{\nu} \quad (1.6)$$

D: diámetro de la tubería; m.

v : velocidad lineal; m/s

μ : viscosidad dinámica del fluido; Pa.s

ρ : densidad; kg/m³.

Experimentalmente se han encontrado que flujos de cualquier fluido con valores de Re menores a 2 000, presentan comportamiento laminar, y flujos con valores iguales o mayores a 10 000 es tanto más turbulento cuanto mayor sea el Re.

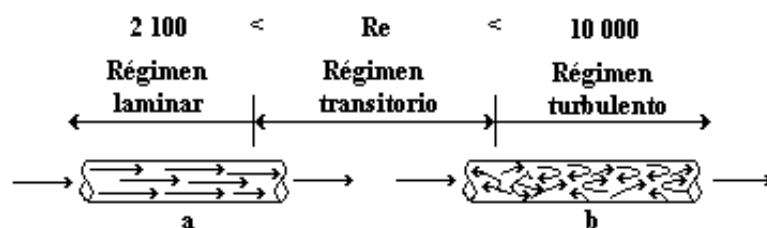


Fig. 1.8 Régimen de flujo: a) Laminar; b) Turbulento.

1.4.3.1 Pérdidas de carga en las redes de tuberías

La pérdida de carga, h_p , es ocasionada por las fricciones internas y externas del fluido. La importancia de la pérdida de carga o pérdida de presión (ΔP_p) está vinculada al cálculo del gasto de energía requerida para vencer la resistencia total al movimiento del fluido.

Como se sabe la pérdida de carga está relacionada con la pérdida de presión mediante la siguiente ecuación:

$$h_p = \frac{\Delta P_p}{\rho g}$$

La pérdida total de energía del fluido está condicionada por la pérdida de energía por rozamiento en las tuberías y la pérdida en los accesorios o resistencias locales.

Pérdidas de carga en tuberías (h_{pf}) son aquellas debida a la fricción que experimenta el fluido a lo largo de las mismas.

Pérdidas de carga en accesorios (h_{pl}) son aquellas debidas al aumento de la turbulencia que se origina por cambios de dirección o de velocidad del fluido en los codos, en las válvulas manuales, en los ensanchamientos o reducciones bruscas, etcétera.

La pérdida total de carga (h_p), por tanto, es la suma de dos términos:

$$h_p = h_{pf} + h_{pl} \quad (1.7)$$

Las pérdidas por rozamiento o fricción se calculan para una longitud de tubería recta L , de sección constante, con cualquiera de las siguientes ecuaciones:

$$h_{pf} = f \frac{L v^2}{D 2} \text{ (J/kg)} \quad (1.8)$$

$$h_{pf} = f \frac{L v^2}{D 2g} \text{ (m)} \quad (1.9)$$

Donde f , es el factor de fricción cuyo valor depende de la velocidad, viscosidad, densidad del fluido, así como del diámetro de la tubería y del tamaño de la rugosidad de la pared interior, ∈ .ver Anexo 3.

CAPITULO 1

Para flujo transitorio y turbulento, el valor del factor de fricción depende del número de Reynolds y de la rugosidad interior de la tubería.

Las pérdidas de energía en los accesorios se originan debido al cambio de valor en la velocidad del fluido (vea la figura 1.9 a y 1.9 b), al cambio de dirección del fluido (figura 1.9 c) y el cambio simultaneo de velocidad y dirección (figura 1.9 d).

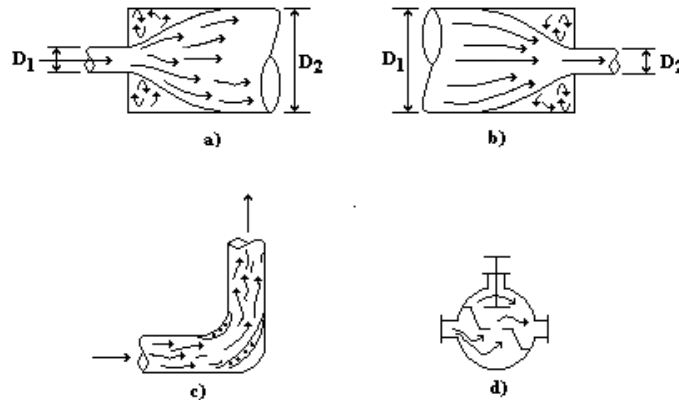


Fig. 1.9 Esquema de algunos accesorios.

En el estrechamiento o ensanchamiento brusco del diámetro de la tubería se producen pérdidas de energía, no solo a consecuencia del cambio de velocidad que experimenta el fluido debido al cambio de valor de los diámetros, sino debido a las corrientes de remolinos o torbellinos que se forman, y para lo cual se requiere gastar energía, en el cambio de dirección del fluido se forman remolinos a consecuencia de la acción de la fuerza centrífuga.

La pérdida de carga que el fluido gasta en vencer las resistencias de los accesorios o resistencias locales al igual que en tuberías rectas, es proporcional a la altura de velocidad o altura de presión dinámica $\left(\frac{v^2}{2g} \right)$.

Para el accesorio i, la pérdida de carga o energía gastada por el fluido se determina con las ecuaciones:

$$(h_{pl})_i = K_i \frac{v^2}{2g} \text{ (m)} \quad (1.10)$$

$$(h_{pl})_i = K_i \frac{v^2}{2} \text{ (J/kg)} \quad (1.11)$$

CAPITULO 1

Donde k_i es el coeficiente de resistencia local del accesorio i que existe en el conducto donde la velocidad del fluido es v .

Los coeficientes de las diversas resistencias locales K_i , en la mayoría de los casos se obtienen experimentalmente.

La pérdida total debida al conjunto de resistencias locales instaladas en un sistema hidráulico determinado se calcula con las ecuaciones:

$$h_{pl} = \sum K_i \frac{v^2}{2g} \text{ (m)} \quad (1.12)$$

$$h_{pl} = \sum K_i \frac{v^2}{2} \text{ (J/kg)} \quad (1.13)$$

La pérdida local también se puede calcular empleando el concepto de longitud equivalente del accesorio. Se entiende por **longitud equivalente** a la longitud de tubería recta del mismo diámetro del accesorio que produce igual pérdida de energía que la producida por el accesorio.

La ecuación 1.14 muestra la relación que existe entre la longitud equivalente y el coeficiente de resistencia local.

$$\frac{L_{ei}}{D} = \frac{K_i}{f} \quad (1.14)$$

Donde L_{ei} es la longitud equivalente del accesorio.

La ecuación de la pérdida total de carga se obtiene al sustituir las ecuaciones 1.9 y 1.12 en la ecuación 1.7.

$$h_p = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + \sum K_i \frac{v^2}{2g} = \left(f \frac{L}{D} + \sum K_i \right) \frac{v^2}{2g} \quad (1.15)$$

$$h_p = \left(f \frac{L}{D} + \sum K_i \right) \frac{Q^2}{2g S^5} \text{ [m]} \quad (1.16)$$

Correspondientemente la pérdida de presión, teniendo en cuenta que

$$\Delta P_p = \left(f \frac{L}{D} + \sum K_i \right) \frac{\rho v^2}{2} \text{ [Pascal]} \quad (1.17)$$

CAPITULO 1

La red hidráulica para el transporte del agua fría de la climatización centralizada, se realiza a través de tuberías que con el transcurso del tiempo han perfeccionado sus aspectos tecnológicos, incidiendo en la disminución de las pérdidas de las mismas.

Se observa la existen fundamentalmente de dos tipos de tuberías empleadas en las instalaciones hoteleras, las de hierro al carbón y las de PVC o Plásticas. La diferencia fundamental entre estas radica en las siguientes características:

Las tuberías de hierro al carbón y otras se caracterizan por tener una rugosidad relativa mucho mayor que las de PVC, es por esta razón que tienen un factor de fricción más elevado, ya que depende de la rugosidad interior de las tuberías. Para el caso del PVC se pueden considerar como tuberías lisas donde la rugosidad es despreciable, esto trae consigo que las pérdidas por rozamiento sean menores, siendo un parámetro de mucha importancia a tener en cuenta a la hora de proyectar una instalación hidráulica. Por otra parte, las de hierro al carbono son mucho más pesadas por lo que se dificulta el montaje y mantenimiento de las mismas. La transferencia de calor es mucho mayor que en la de PVC.

Las tuberías de PVC no contaminan y preservan el medio ambiente, poseen un 0 % de contaminación y agresión al medio ambiente y al fluido que transportan. La resistencia a la intemperie es mayor por estar protegidos contra la degradación de los rayos ultravioletas, pudiendo asegurar un mínimo de 50 años de vida útil sin alteración de sus características por los agentes externos.

1.4.3.2 Pérdidas de energía que se producen debido al mal estado del aislamiento.

El deterioro del aislamiento en las redes provoca como resultados generales un aumento del coeficiente de conductividad térmica (K) del material del aislamiento. Esto produce el efecto de la ganancia de calor a través del aislamiento y que incide directamente en la temperatura del agua fría que se transporta. Para poder determinar el coeficiente de conductividad térmica ($\text{kcal/h m }^{\circ}\text{C}$) se tienen en cuenta un conjunto de parámetros de naturaleza térmica que se describen a continuación.

Primeramente se establece un balance de energía en la superficie exterior del aislante donde:

CAPITULO 1

$$q_l = q_r + q_c \quad (1.18)$$

q_l : Flujo calorífico a través del aislante.

q_r : Ganancia térmica por radiación por metro lineal de tubería.

q_c : Ganancia térmica por convección por metro lineal de tubería.

$$q_r = F_r * E(T_m - T_{s2})\pi * D2 \quad \text{Kcal/h} \cdot \text{m} \quad (1.19)$$

$$q_c = 3,52 * D2^{0,75} (T_m - T_{s2})^{1,25} \quad \text{Kcal/h} \cdot \text{m} \quad (1.20)$$

F_r : Coeficiente de radiación.(Anexo. 4)

E : Emisividad de la superficie del material aislante.(Anexo.4)

T_m : Temperatura del aire ambiente.

T_{s2} : Temperatura de la superficie exterior de la tubería.

$D1$: Diámetro exterior de la tubería.

$D2$: Diámetro exterior del aislamiento.

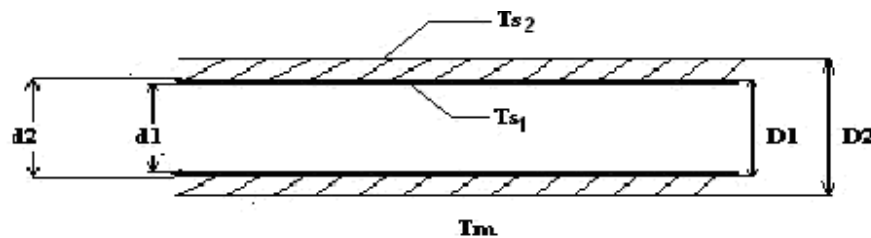


Fig. 1.10 Puntos de medición en la red de tuberías

Teniendo en cuenta que el calor que se transmite a través del aislante es igual al calor que llega a la superficie de este por radiación y convección se plantea la siguiente ecuación:

$$q_l = \frac{2\pi * K(T_{s2} - T_{s1})}{\ln \frac{D_2}{D_1}} \quad (1.21)$$

De la ecuación anterior se despeja el coeficiente de conductividad térmica conociendo el valor de q_l que es la suma de q_r y q_c y los demás parámetros a medir.

1.4.4 Conjunto motor – bomba.

Una bomba centrífuga (BC) convierte la energía mecánica que recibe desde un motor en energía de presión para mover un líquido a determinada altura. Es decir, transmite la energía cinética rotacional en energía de presión al fluido desde el ojo o centro del impelente o rodete de trabajo. El fluido entonces incrementa su velocidad debido a la fuerza centrífuga y rotacional que lo empuja.

Para una mejor comprensión de cómo mejorar la eficiencia del sistema de bombeo, vamos a explicar brevemente algunos de los aspectos relacionados con la operación, terminología y características de operación de la bomba centrífuga.

Los fabricantes de bombas centrífugas suministran las curvas de trabajo de las bombas $H = f(Q)$ que predicen el comportamiento futuro de estas bajo condiciones de trabajo determinadas.

En la figura 1.11 se muestran las curvas simples de explotación de una bomba centrífuga para un diámetro dado del impelente de trabajo y velocidad(n) constante.

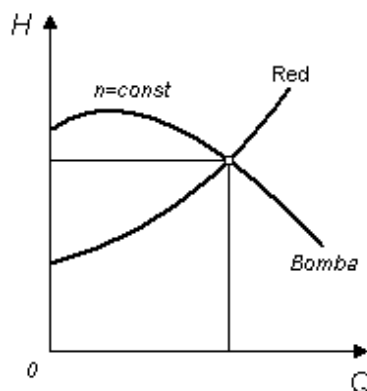


Fig. 1.11 Punto de operación de una bomba centrífuga para ($n = \text{constante}$) de una red.

Usualmente el punto de máxima eficiencia en el trabajo de la BC en la característica $H=f(Q)$ es el punto de diseño de ésta.

Medidas de eficiencia de energía

La eficiencia en un accionamiento eléctrico de bomba centrífuga puede ser mejorada directamente por incremento del rendimiento del motor eléctrico y/o de la bomba centrífuga.

Las siguientes acciones específicas pueden ser tomadas:

- Motores de elevadas eficiencias, que aunque son más costosos se amortizan rápidos, en menos de año y medio para accionamientos con 3680 horas anuales de operación. Poseen de un 3 a 5 % de más eficiencia que los motores normales.
- Reemplazar o reparar el impelente de la bomba.
- Adecuar la bomba. Es decir, ajustar el impelente a la cantidad máxima de caudal a bombear para las condiciones reales de trabajo.
- Disminuir la altura dinámica total de la bomba. Esto tiene relación con conseguir el punto correcto de operación de la bomba que garantice el mayor caudal con la adecuada altura de presión, previendo no caer al correrse hacia la derecha de la curva en la zona de cavitación que sobrecarga al accionamiento. Una válvula en la tubería de descarga de la bomba es usualmente utilizada para disminuir el caudal, pero ocasiona caídas en la altura de presión a través de la válvula. En la figura 1.12 se muestra este proceso de estrangulamiento a) para la reducción de la altura dinámica y en b) el control por velocidad.

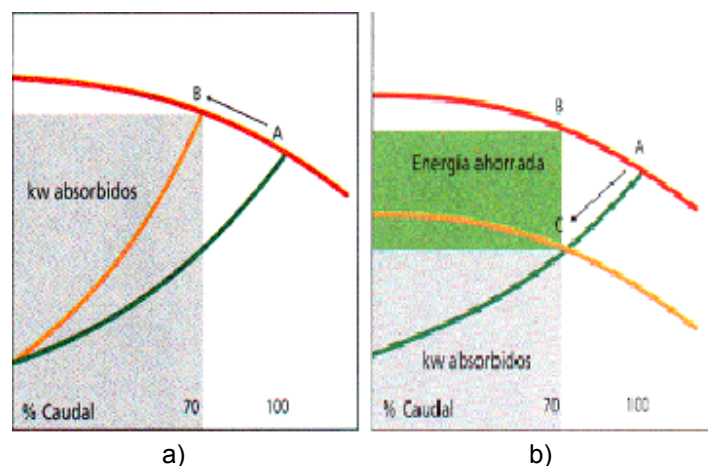


Fig.1.12 Regulación del Caudal en bombas centrífugas.
a) Efecto del estrangulamiento por válvulas.
b) Control por velocidad en la bomba centrífuga.

CAPITULO 1

La adecuación del tamaño del impelente contribuye a mejorar la eficiencia en la bomba, por eso los fabricantes ofrecen para cada tipo e bomba un juego de diámetros de impelentes que se mueve en un rango de un 20 % de reducción.

El cambio de la velocidad de rotación de la bomba centrífuga se viene realizando a través del cambio de frecuencia en el motor de inducción frecuentemente utilizado en estos tipos de accionamientos eléctricos.

Los motores de inducción o llamados también motores asíncrónicos los cuales pueden operar con múltiples frecuencias a partir de 60 Hz, ya sea hacia arriba o hacia debajo de este rango, con velocidades desde 900 hasta 3600 rpm. Esto se realiza hoy en día a partir de los llamados variadores de velocidad.

En sentido general algunas medidas para mejorar la eficiencia en los CSAF en los que se localizan como elemento fundamental las bombas centrífugas están contenidas en la siguiente figura.

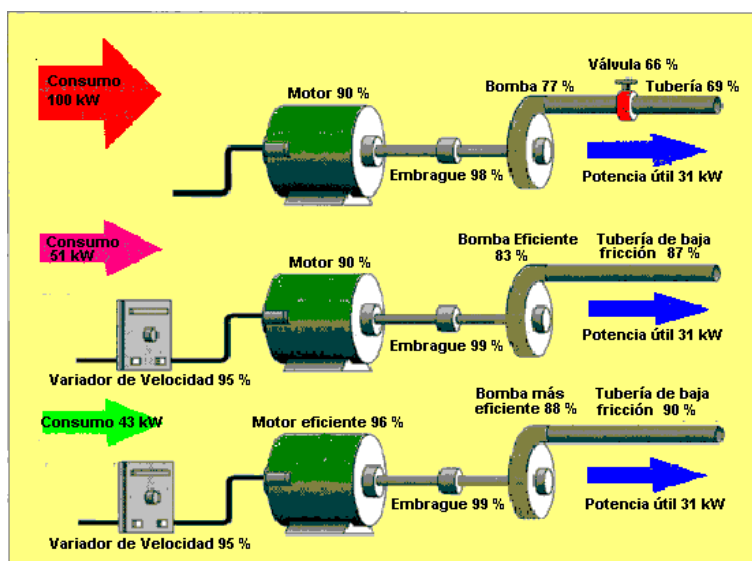


Fig. 1.13 Ilustración de algunas medidas para mejorar la eficiencia en los CSAF.

Estimación del ahorro de energía

El potencial para el mejoramiento de la eficiencia en los accionamientos de bombas está dado por los años de fabricación, el diseño del equipamiento y las condiciones de explotación.

CAPITULO 1

En accionamientos viejos, la eficiencia puede estar dada en la vecindad de un 50 %. En accionamientos nuevos con motores de buena calidad de fabricación (tipo Premium), la eficiencia puede encontrarse en los rangos de uno 60 % con posibilidades de incrementarse en unos 20 %.

La potencia de la bomba centrífuga se puede calcular por la siguiente expresión.

$$N_b = \frac{Q \cdot H \cdot \rho}{102 \cdot \eta_b} \quad (1.22)$$

donde:

Q – es el caudal desarrollado por la bomba, [m³/h].

H – es la altura de carga de la bomba, [m].

ρ – es la densidad del fluido, [kg/m³].

Teniendo en cuenta la reserva para las posibles sobrecargas, el motor para la bomba se instala con una potencia algo mayor N_{inst} que la potencia consumida:

$$N_{inst} = \beta N \quad (1.23)$$

El coeficiente de reserva de potencia β se toma en dependencia de la magnitud N (tabla 1.3).

Tabla. 1.2 Coeficiente de reserva en dependencia de la potencia de la bomba (N en Kw.).

N, Kw.	β
<1	2 -1,5
1 – 5	1,5 -1,2
5 – 50	1,2 -1,15
>50	1,1

La potencia del motor eléctrico en kW:

$$P_{MI} = \frac{N_b \cdot 0.746}{\eta_{MI}} \quad (1.24)$$

donde:

η_{MI} – es la eficiencia del motor de inducción, [%].

CAPITULO 1

Leyes de proporcionalidad

Estas leyes describen la dependencia que existe entre el flujo (caudal), presión y el consumo energético. Al variar dentro de pequeños límites la frecuencia de rotación n de una bomba centrífuga, los cambios de su caudal Q , altura de presión H y potencia consumida N se determinan según las siguientes correlaciones:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}, \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2, \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad (1.25)$$

El caudal nominal de la bomba y que puede ser variado directamente de acuerdo al radio de velocidad del motor de inducción:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right) \quad (1.26)$$

donde:

Q_2 – es el caudal nominal de la bomba, [m³/h)

Q_1 – es el caudal para las condiciones iniciales del accionamiento, [m³/h].

n_2 – es la velocidad de rotación de la bomba para las nuevas condiciones, [rpm]

n_1 – es la velocidad de rotación para las condiciones iniciales, [rpm]

La altura de carga o de presión varía proporcionalmente al cuadrado del radio de velocidades de la bomba:

$$H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad (1.27)$$

donde:

H_2 – es la altura de presión a la nueva velocidad, [m].

H_1 - es la altura de presión para las condiciones iniciales, [m].

La potencia de la bomba puede variar en relación cúbica al radio de la velocidad o el diámetro del impelente:

$$N_{b2} = N_{b1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad (1.28)$$

donde:

CAPITULO 1

N_{b2} – es la potencia requerida por la bomba para la nueva velocidad, [kW]

N_{b1} – es la potencia requerida en las condiciones iniciales, [kW].

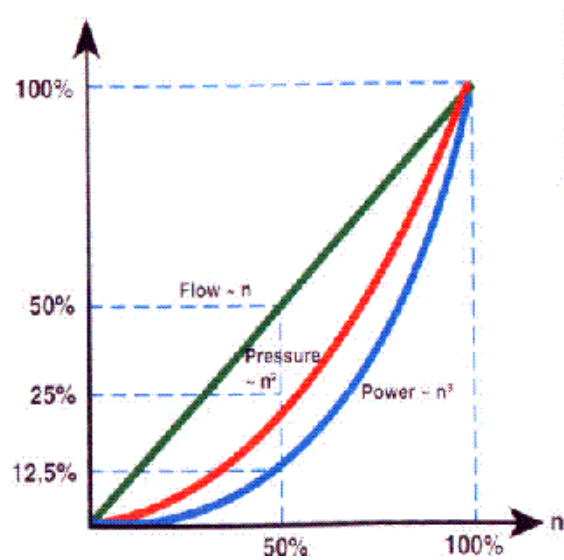


Fig.1.14 Comportamiento de Q, H y N en las BC.

Cálculo del ahorro normativo del accionamiento de bomba centrífuga.

La energía ahorrada durante el cambio o modificación para las nuevas condiciones de trabajo de la bomba o el motor se puede estimar con las siguientes expresiones.

El mejoramiento de la eficiencia del motor eléctrico determinada por la energía total ahorrado por el cambio de trabajo en el motor eléctrico se puede estimar como:

$$E_{MIahorr} = N_b \cdot \left(\frac{1}{\eta_{MI1}} - \frac{1}{\eta_{MI2}} \right) \cdot h_{totales} \quad (1.29)$$

donde:

$P_{MIahorr}$ – es la energía total ahorrada en el motor eléctrico, [kWh].

N_b – es la potencia de la bomba centrífuga, [kW].

η_{MI1} – es la eficiencia del motor eléctrico viejo, [%].

η_{MI2} – es la eficiencia del motor eléctrico nuevo, [%].

$h_{totales}$ – horas totales de operación del accionamiento, [h].

CAPITULO 1

El mejoramiento de la eficiencia de la bomba centrífuga determinada por el ahorro de energía en ella, se determina como:

$$E_{bcahoor} = N_{b1} \left(1 - \frac{\eta_{bc1}}{\eta_{bc2}}\right) \cdot h_{totales} \quad (1.30)$$

donde:

η_{bc1} – es la eficiencia de la bomba vieja, [%].

η_{bc2} – es la eficiencia de la bomba nueva, [%].

Los tiempos de vida de servicio típicos en los accionamientos de bombas centrífugas se han podido estimar de acuerdo al siguiente orden:

- Bombas centrífugas normalizadas al clima, operan para 8,7 años.
- Bombas centrífugas ajustables, operan 3 años.
- Accionamientos de bombas centrífugas de velocidad variada, operan 16 años.
- Accionamientos de bombas centrífugas con motores de elevada eficiencia, operan 15 años.
- Bombas centrífugas con base montada, operan 20 años.
- Bombas centrífugas con tuberías y sistema hidráulico montado operan 15 años.

η : Es el rendimiento total de la instalación de bombeo que es el producto del rendimiento de la bomba η_b , del rendimiento de la transmisión η_{tr} y del rendimiento del motor η_m .

$$\eta = \eta_b \cdot \eta_{tr} \cdot \eta_m \quad (1.31)$$

El rendimiento de una bomba centrífuga cambia al variar la altura de presión y el caudal.

Los motores eléctricos forman parte del accionamiento de los más diversos equipos y maquinarias industriales. De toda la gama de motores, el asíncrono trifásico de rotor de jaula de ardilla es el preferido, dado su bajo coste, construcción simple y robusta, así como una alta fiabilidad y un bajo mantenimiento. Los mismos según estadísticas son los responsables del 60 al 80 % de la energía consumida en los hoteles. Como se puede apreciar, representan una cantidad considerable de la energía total consumida por estas instalaciones.

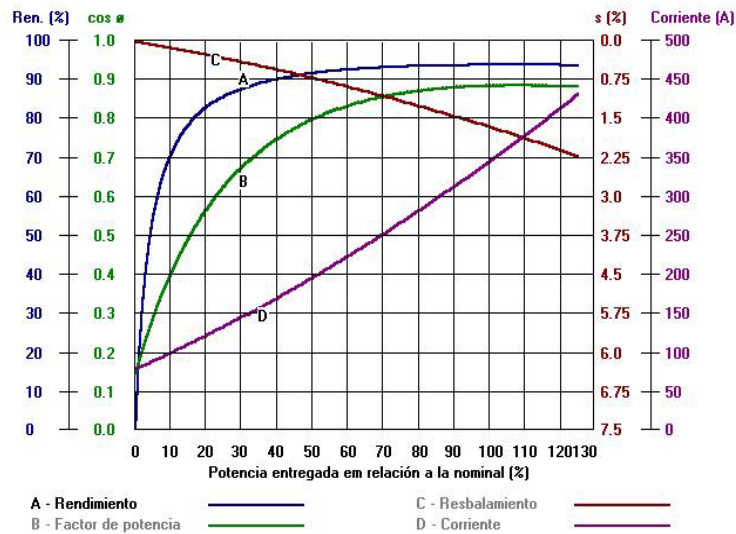


Fig.1.15 Curvas de las variables fundamentales del Motor de Inducción.

1.4.5 Variadores de velocidad.

La evolución de los accionamientos de motores de inducción con velocidad variable ha seguido el deseo de emular con las cualidades de los accionamientos con motores de corriente directa, en virtud de la rápida respuesta del torque y exactitud en el control de su velocidad.

Los variadores de velocidad empleados en el sistema de bombeo basan su principio general de funcionamiento en la velocidad de sincronismo (min^{-1}) de un motor asincrónico. Esta velocidad depende del número de polo (p) y de la frecuencia (f) de su alimentación. Dicha magnitud se relaciona por la expresión:

$$n_s = \frac{120f}{p} \quad (2.32)$$

Cambiar la frecuencia (f) significa cambiar la velocidad (n_s) de sincronismo de un motor dado. Sin embargo, cambiar la frecuencia sin modificar la tensión de alimentación modifica la densidad del flujo magnético en el motor. Por eso los moduladores hacen variar simultáneamente tensión y frecuencia de salida, lo cual permite optimizar la curva de par del motor y evitar su calentamiento.

Se denominan así a los variadores de velocidad que rectifican la tensión alterna de red (monofásica o trifásica), y por medio de seis transistores trabajando en modulación de

CAPITULO 1

ancho de pulso (PWM) generan una corriente trifásica de frecuencia y tensión variable. Un transistor más, llamado de frenado, permite direccionar la energía que devuelve el motor (durante el frenado regenerativo) hacia una resistencia exterior.

Los moduladores (Variadores de velocidad) alimentan el motor mediante una tensión generada a partir de una tensión interna continua y fija. Se produce la modulación por el principio de modulación de amplitud de impulsos (PWM). El modulador suministra al motor una corriente próxima a una senoide con pocos armónicos. Los circuitos magnéticos de los motores y sus bobinados soportan el uso de estos moduladores, por lo tanto el conjunto motor-variador asegura unas prestaciones de par garantizada en cualquier condición de funcionamiento.

La estrategia de disparo de los transistores del ondulator es realizada por un microprocesador que, para lograr el máximo desempeño del motor dentro de todo el rango de velocidad, utiliza un algoritmo de control vectorial de flujo. Este algoritmo por medio del conocimiento de los parámetros del motor y las variables de funcionamiento (tensión, corriente, frecuencia, etc.), realiza un control preciso del flujo magnético en el motor manteniéndolo constante independientemente de la frecuencia de trabajo. Al ser el flujo constante, el par provisto por el motor también lo será.

Para estimar ahorros de energía es necesario conocer el proceso en que se pretende instalar el regulador de velocidad. No todos los procesos ahorran energía, es más hay procesos en que la demanda de energía no varía con la velocidad.

Existen cuatro formas básicas de regular caudal en las bombas:

- Válvula de estrangulamiento.
- Arranque-parada.
- Bifurcación o by-pass.
- Regulación por velocidad.

La primera opción es la más utilizada, y es común encontrarnos con regulaciones mixtas entre la primera y la segunda.

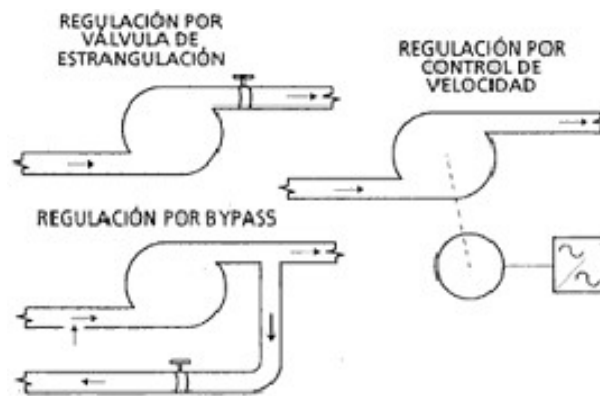


Fig.1.16 Esquema de métodos de regulación de caudal en bombas centrífugas.

La regulación electrónica de velocidad en el motor que arrastra a la bomba se presenta como un método energéticamente eficaz para regular el caudal. Desde el punto de vista de mantenimiento es un buen sistema de regulación que evita golpes de ariete al disponer de rampas de frenado suaves, y evita las altas intensidades de arranque al efectuar arranques progresivos. Además, conseguimos abaratamientos en la manipulación, al funcionar de manera autónoma.

Resultado de la comparación de los métodos de regulación.

Como se puede observar en el gráfico, la regulación electrónica de velocidad se presenta como el método más eficaz de regular caudal, pudiéndose adaptar a las necesidades de la instalación de la forma más barata posible.

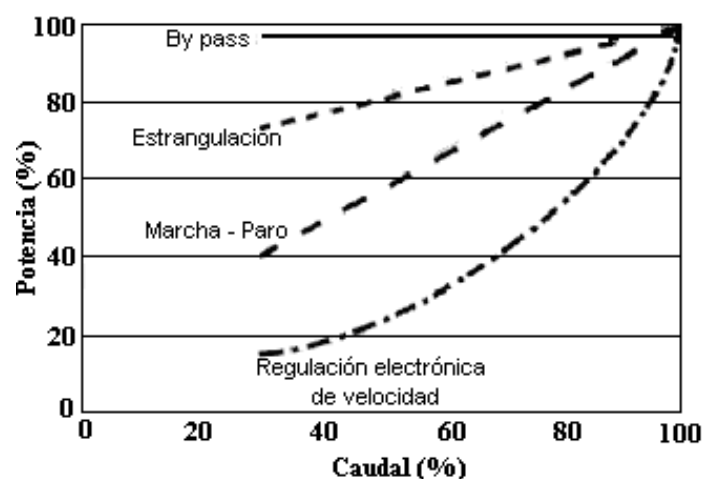


Fig.1.17 Características del Caudal VS Potencia en diferentes métodos de regulación en bombas.

CAPITULO 1

La regulación por bifurcación es adecuada desde el punto de vista del mantenimiento, ya que ahorra arranques y paradas, sin embargo, presenta la gran desventaja de no reducir la potencia demandada al motor cuando se disminuye el caudal, presentándose como el método de regulación más pobre desde el punto de vista energético.

La opción de marcha-parada por arranque directo o estrella-triángulo es poco atractiva, pues conlleva una regulación demasiado escalonada, y un número de averías y envejecimiento de la instalación prematuro.

La regulación por válvula de estrangulamiento es la más extendida, aunque está perdiendo esa supremacía frente a la regulación electrónica, debido fundamentalmente al ahorro que implica la instalación de este último método. Sin embargo, aparte del alargamiento de la vida de la instalación que se obtiene al instalar un regulador, por la realización de arranques y frenados suaves, éste alarga la vida de la bomba, ya que ésta depende fundamentalmente del número de vueltas que da el rodete, y en el caso de regular con válvula, la velocidad del motor se mantiene constante, mientras que con el regulador conseguimos la reducción del caudal a partir de una reducción de la velocidad.

Como resumen se puede decir que la Regulación Electrónica de Velocidad, se presenta como la opción más atractiva, tanto desde la perspectiva del ahorro como de la fiabilidad, disponibilidad y mantenimiento. A continuación relacionamos los tres aspectos básicos que se deben tomar en cuenta, antes de proponer el empleo de los VV:

- Forma de regulación.
- Características de la instalación.
- Tiempo de funcionamiento.

Principales ventajas de la regulación de velocidad por variación de frecuencia

Desde el punto de vista técnico destacan:

- La amplia gama de velocidades disponible que permite responder a todas las demandas del proceso sin necesidad de recurrir a medios mecánicos.

CAPITULO 1

- La simplicidad de los motores de corriente alterna, especialmente el asíncrono de rotor en jaula de ardilla, con lo que se reducen drásticamente los problemas de reparación y mantenimiento de equipos más complejos.

Desde el punto de vista económico, las ventajas principales radican en:

- El ahorro de energía que se produce por el mejor rendimiento del motor. La menor inversión que representa el motor de corriente alterna frente a otros equipos capaces de actuar a velocidad variable.
- La reducción de los costes de mantenimiento e instalación tanto en costes directos como en tiempo de detención del proceso productivo.

Control de velocidad mas frecuente en los motores de inducción

De acuerdo a las formas de realizar el control en el motor se clasifican en:

- Control escalar
- Control vectorial
- Control directo del torque.

El control escalar se realiza de la forma siguiente:

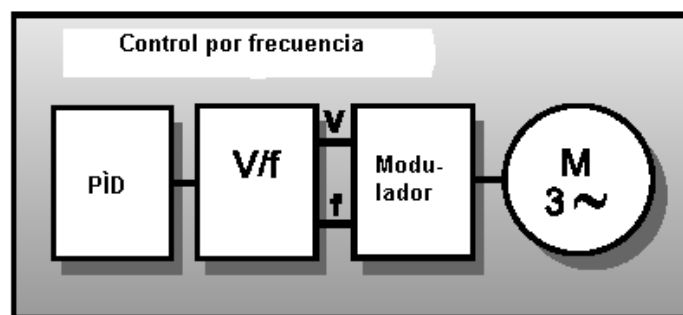


Fig. 1.18 Lazo de control de una accionamiento de corriente alterna con control por frecuencia usando PWM.

Las propiedades que ofrece el control por frecuencia en los motores de inducción son:

- Controlabilidad de las variables de tensión y frecuencia.
- Simulación de variables sinusoidales de corriente alterna usando un modulador.
- Flujo magnético con radio U/f constante.
- Accionamiento a lazo abierto.

CAPITULO 1

- Nivel del torque dictado por la carga.

Las referencias de las tensiones y frecuencias son alimentadas dentro del modulador las cuales simulan las ondas sinusoidales y alimentan los devanados del estator del motor eléctrico. Esta técnica es llamada Modulación por Ancho de Pulsos (PWM siglas en inglés) y utiliza el factor de la topología del Inversor que opera con un rectificador a diodo en la entrada, un circuito intermedio C.D. que mantiene la tensión constante y el circuito inversor a la salida con transistores tipo IGBT, que alimentan los devanados del motor.

Significativamente este método no usa un lazo de realimentación el cual toma mediciones de velocidad o posición desde el árbol del motor y se alimentan estos dentro del lazo de control. Este tipo de control se denomina control del accionamiento a lazo abierto.

Las ventajas de este tipo de control son:

- Bajo costo.
- No requiere de dispositivos de realimentación, es simple.

Es decir por no necesitar dispositivos de realimentación es de bajo costo y ofrece simple y económica solución. Puede ser utilizado en accionamientos de ventiladores, algunas bombas, etc, donde no se requiere de un control altamente exacto o preciso.

Tienen como desventajas:

- No usa el campo orientado.
- Ignora el estado del motor.
- El torque no es controlado.
- Usa un modulador demorado.

Esta técnica se conoce como control escalar de frecuencia. Instantáneamente la frecuencia y el voltaje son controlados como variables principales y son aplicados directamente en los devanados del estator. El estado del motor es ignorado. No resulta un control exacto del accionamiento, el modulador básicamente es lento en su comunicación

CAPITULO 1

entre las señales del voltaje y la frecuencia y las necesidades de respuesta del motor ante cambios de la carga u otra perturbación.

CAPITULO 2

RESULTADOS EXPERIMENTALES Y SU ANALISIS

- **Introducción.**
- **Planificación de los experimentos.**
Técnica experimental.
- **Determinación de las perdidas por infiltración del aire exterior a través de las rendijas de las puertas de entrada en las habitaciones.**
- **Pérdidas por mal estado del aislamiento de la red hidráulica.**
- **Perdidas de carga en la red hidráulica.**
- **Comportamiento del conjunto motor - bomba.**
- **Resumen para la determinación del Caudal, Energía y Costos adicionales que se manifiestan en la explotación de los CSAF.**
- **Procedimiento y algoritmo para la evaluación de los CSAF.**

"La inteligencia consiste no solo en el conocimiento,
sino también en la destreza de aplicar
los conocimientos en la práctica."

...Aristóteles

2.1 Introducción

En este capítulo se muestran los resultados de la evaluación del comportamiento energético en los CSAF, mediante la experimentación en una instalación real. Se presentan los efectos de distintos régimen de explotación, argumentados mediante los cálculos correspondientes. Se emplean distintas aplicaciones informáticas que ofrecen comportamientos ante distintos estados. Se enfatiza en el comportamiento del consumo de la potencia activa como elemento determinante en la mejora energética con el empleo de los variadores de velocidad y mediante la eliminación de perturbaciones. A manera de resumen se muestra la posibilidad en determinar, a partir del menor número de variables el caudal, la energía y el costo adicional que provoca el trabajo irracional de los CSAF.

2.2 Planificación de los experimentos

En el caso que nos ocupa, se presenta como un CSAF, donde el flujo de agua es variable en correspondencia con el estado de la red hidráulica. A continuación se describe la instalación.

Comenzaremos, por la carga térmica ya que esta impone los regímenes de trabajo:

Carga térmica.

La carga térmica como en todos los casos es la que demanda el caudal necesario para el confort, ligada estrechamente con la temperatura existente en cada uno de estos locales. Sucede que mediante el proyecto de diseño se determina las características de los fancoil para garantizar el intercambio de calor necesario para la climatización.

En el hotel de referencia (MARITIM Costa Verde Beach Resorts) se escogió la zona habitacional número 1 de 6 existentes, la cual es la más alejada de la Sala de Máquinas. No se manifiestan ramificaciones intermedias antes de llegar a los patinejos, lo cual facilita los cálculos.

Este edificio está compuesta por tres niveles habitacionales, y cada uno de ellos cuentan con el siguiente número de habitaciones.

Nivel 1: 24 habitaciones

Nivel 2: 28 habitaciones

Nivel 3: 25 habitaciones

Para un total de 77 habitaciones a climatizar, de las cuales, existen 16 habitaciones ubicadas en las esquinas del edificio entre los tres niveles, en donde se efectúa la mayor transferencia de calor por tener dos de sus paredes laterales expuestas al sol.

Uno de los parámetros a señalar es el calor generado por las diferentes fuentes térmicas, las habitaciones analizadas cuentan con las siguientes unidades:

Tabla 2.1 Fuentes de emisión de calor.

Fuentes	Potencia (W)	Cantidad
Lámparas	15	3
Televisor	50	1
Refrigerador	78	1
Secador de pelo	900	1
Bombillo del baño	13	2
Bombillo de aplique baño	12	2
Bombillo del pasillo	12	1

El fancoil se encuentra ubicado en la parte superior del pasillo de entrada de la habitación. De esta forma se garantiza una mejor climatización al ser el aire frío más denso que el aire caliente, logrando así una temperatura de confort en un corto periodo de tiempo.

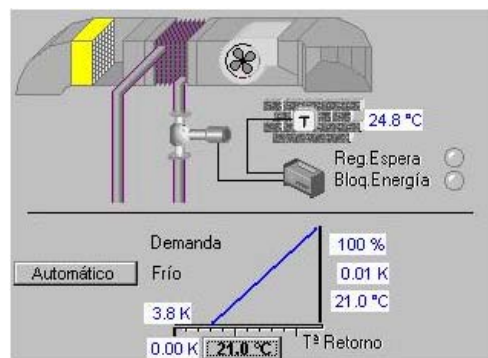


Fig.2.1 Esquema de los fancoils de las habitaciones.

Red Hidráulica

La red hidráulica, fue escogida a partir del criterio, de que es una zona a la que se transporta el fluido sin ninguna ramificación antes de llegar a los patinejos, donde se reduce el diámetro de la red para dar paso a la distribución hacia la carga térmica.

Se realizó un trabajo de campo consistente en medir los metros lineales de tuberías, identificando los accesorios, arrojando los siguientes resultados:

El diámetro interior de la red es de cuatro pulgadas y de material PVC. Existe un total de 431,05 m de tuberías desde la salida de la bomba hasta llegar al último patinejo, de estos 413,5 m tienen orientación horizontales y 17,55 m vertical, para una máxima altura geométrica a vencer de 14.15 m. En todo este tramo de la red aparecen un total 42 codos de 90° y 4 de 45° y 14 Tee las cuales coinciden con igual cantidad de entradas a los patinejos. En el Anexo 5 se puede apreciar con mejor claridad estos datos.

Los análisis y cálculos de las perdidas de carga que se realizan en este capítulo corresponden desde la salida de la bomba hasta la entrada de los patinejos que representa 431.05 m, e igual distancia en el retorno. Lo anterior se debe a que no existen los planos que indiquen la característica de la red de tuberías de la entrada de los patinejos hasta los fancoils.

Mortor - Bomba

El sistema de bombeo, se realiza a flujo variable, consta con una bomba en funcionamiento y una de reserva. Estas son bombas centrífugas de eje vertical con las bocas de aspiración e impulsión en línea, y motor normalizado, con un caudal de 42 m³/h y una altura de presión o carga de 60 m. El fluido se succiona desde un colector al cual llega toda el agua del retorno de las diferentes zonas de bombeo en el que se produce un intercambio de fluidos para garantizar que el agua de retorno alcance nuevamente los 7 °C. Este colector está situado por encima del nivel de la bomba a 1,60 m. Los datos del motor son los siguientes:

- Modelo I2A7163 – 2AA61
- f: 60 Hz

CAPITULO 2

- P: 12,6 kW
- $\cos \varphi$: 0.87
- U_{Δ} : 440V – 480 V
- I_n : 21.4 A– 21.2 A
- n: 3515 rpm



Fig. 2.2 Bombas del Circuito Secundario de Agua Fría.

Variador de Velocidad.

El variador de velocidad que se encuentra instalado es de la firma TELEMECANIQUE (Altivar 28) los mismos presentan las siguientes características de funcionamiento:

- El Altivar 28 es preajustado de fábrica para las condiciones de uso más habituales.
- Frecuencia nominal del motor: 50 Hz.
- Tensión de motor: 230 V ó 400 V, según el modelo.
- Rampas: 3 segundos.
- Mínima velocidad: 0 Hz.
- Máxima velocidad: 50 Hz.
- Funcionamiento a par constante con control vectorial de flujo sin captador.
- Adaptación automática de la rampa de deceleración cuando hay sobretensión en el frenado.
- En caso de que los valores mencionados sean compatibles con la aplicación puede utilizarse el variador sin modificar los ajustes.

- Una configuración de la frecuencia del motor en caso de que no sea de 50 Hz.
- Tiene rampas de aceleración y desaceleración.
- Ajustes de velocidad mín. y máx.
- Ajustes de la corriente de protección térmica del motor, a la intensidad nominal que figura en la placa de característica del motor.
- Ganancia proporcional del regulador.
- Ganancia integral del regulador.
- Potencia de 15 kW.

Tabla.2.2 Tensión de alimentación trifásica del variador de velocidad altivar 28.

Tensión de alimentación trifásica (1) U1...U2: 380...500 V 50/60 Hz									
Motor		Red			Altivar 28				
Potencia indicada en la placa		Corriente de línea		Icc de línea estimada máx.	Intensidad nominal		Corriente transitoria máx.	Potencia disipada en carga nominal	Referencia
		en U1	en U2		de 380 a 500V				
KW	HP	A	A	Ka	A	A	A	W	
7,5	10	25,8	23,7	22	17	15,6	25,5	281	ATV-28HD12N4
11	15	39,3	35,9	22	27,7	25,5	41,6	401	ATV-28HD16N4
15	20	45	40,8	22	33	30,4	49,5	543	ATV-28HD23N4

Características del fluido.

El sistema de climatización centralizada conocido también como sistema de agua helada, consiste en una unidad central o más que genera agua a temperatura de aproximadamente 7 °C, a cual es distribuida por medio de tuberías a las habitaciones y las áreas comunes. Estas unidades están compuestas por cuatro elementos principales que son: el evaporador, el condensador, el elemento expansivo ó válvula de expansión, y el compresor.

La unidad adsorbe el calor generado por el edificio (zonas habitacionales) por medio del evaporador que es un intercambiador de calor donde circula agua fría por un lado, y refrigerante por el otro. El agua sale del evaporador a aproximadamente 7 °C, y regresa

entre 10 y 12 °C. El diferencial de temperatura entre el envío y retorno no debe superar los 5 °C.

El agua como líquido se comporta anormalmente, su presión de vapor crece con rapidez a medida que la temperatura se eleva y su volumen ofrece la particularidad de ser mínimo a 4°C.

Debemos resaltar algunas características físicas más importantes tenemos:

- Densidad a 7 °C : 999.82 Kg/m³
- Viscosidad dinámica (a 7 °C): 1,4*10⁻³ Pa · s
- Viscosidad cinemática (a 7°C): 1,4 *10⁻⁶ m²/s

(En los anexos 6, 7 y 8 se pueden encontrar distintas propiedades del agua)

Luego de un análisis de las condiciones de operación de los CSAF, la experiencia acumulada en la verificación de los estados de estos sistemas de conjunto con las enfriadoras y los resultados preliminares obtenidos en diagnósticos anteriores podemos definir que:

La eficiencia de los CSAF es afectada por los siguientes aspectos en orden de importancia y en los cuales se basa esta experimentación.

1. La no existencia de un flujo variable adaptado a la demanda.
2. Mal estado del aislamiento de las redes hidráulicas de agua fría.
3. Infiltración del aire exterior en la carga térmica.
4. Características del material y de explotación de las tuberías de las redes.

Integrando los elementos anteriores mediante un enfoque sistémico, se plantea un método experimental capaz de tomar un conjunto de variables físicas presentes en los distintos elementos del CSAF para determinar su régimen de funcionamiento.

Todos los consumos adicionales de energía eléctrica que se manifiestan en el motor de inducción y el compresor de las enfriadoras de estos sistemas tienen su origen por dos causas fundamentales:

- La no adaptación del fluido a la demanda real de la carga térmica cumpliendo con los parámetros de transporte, estrechamente relacionados con las características cambiantes de la red hidráulica.
- Flujos caloríficos que deterioran el correcto intercambio de calor en la carga térmica y el estado de las redes de distribución del agua fría.

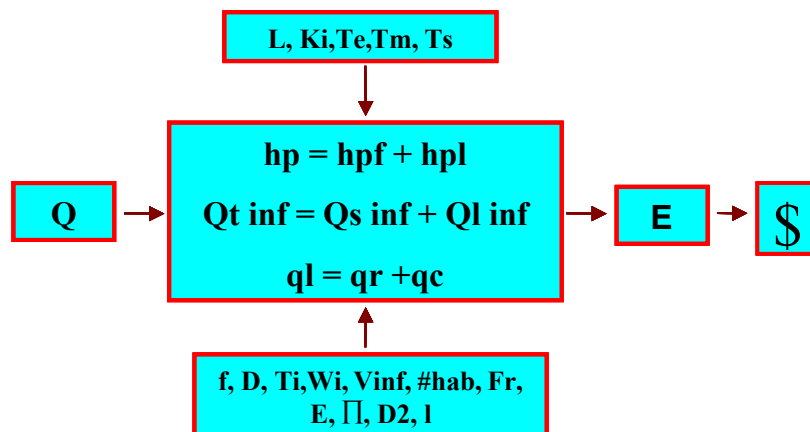


Fig.2.3 Enfoque sistémico para la determinación la eficiencia energética de los CSAF.

En la mayoría de los hoteles, se han venido instalando sistemas automáticos de medición cumpliendo con los objetivos de automatizar las operaciones de los equipos del sistema. Todo esto facilita la supervisión y monitoreo de las variables que rigen el comportamiento de los principales equipamientos.

No todos estos sistemas tienen las mismas potencialidades y esto está en función de las tecnologías que se emplean, de las empresas ejecutoras que realizan el trabajo de montaje y del presupuesto para ejecutar estas tareas. No obstante consideramos que los sistemas automáticos de medición constituyen una herramienta fundamental para mejorar la eficiencia de los sistemas en función de los parámetros que se controlen y de la toma de datos que puedan realizar de las magnitudes.

A continuación presentamos las variables que fueron objeto de monitoreo en el experimento:

Variables procedentes de la Automática

- Pre.Sbc: Presión de succión de la bomba.
- Pre.Des: Presión de descarga de la bomba.
- Temp.Imp: Temperatura de impulsión del agua fría.
- Temp.Ret: Temperatura de retorno del agua fría.
- Temperaturas de la habitaciones(77).
- Frecuencia de trabajo del motor.

Variables recolectadas con el analizador de redes situado en la entrada al VV.

- Potencia activa.
- Corriente.
- Tensión.
- THD_i, THD

Variables medidas en las redes y en la carga térmica.

- Temperaturas: Te, Ti, Ts1, Tm.
- Humedad relativa : H(%)
- Vinf.
- Velocidad y caudal del agua a la salida de la bomba y del aire en las rendijas de las puertas de entrada de las habitaciones.

Todas estas variables conforman las magnitudes fundamentales que permiten arribar a los resultados del análisis de la eficiencia energética de los CSAF.

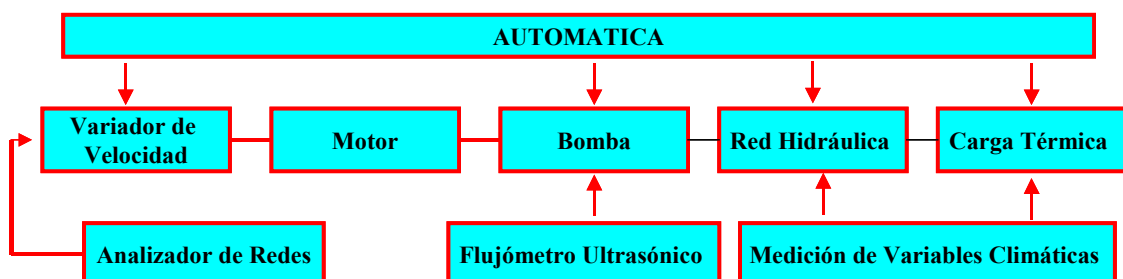


Fig.2.4 Esquema para la medición de las distintas variables.

Luego de realizar un análisis de los rangos en que se mueven las variables se asumieron un conjunto de parámetros constantes los cuales tienen ese comportamiento debido a su dependencia con los estados de los objetos reales existentes (instalaciones en explotación). Estas constantes se delimitaron a partir de los valores medios, máximos y mínimos para las condiciones climáticas de la zona y las propiedades de los aislantes de las redes existentes.

En el caso de las perturbaciones, se asumieron cambiantes las longitudes y accesorios de la red hidráulica, el volumen de aire infiltrado en las habitaciones y la cantidad de estas, la temperatura que se manifiestan en la superficie del aislante y la más importante los caudales de agua fría que se experimentan.

2.2.1 Técnica experimental

El agua para el transporte se succiona desde un colector, la misma tiene una temperatura promedio de 7,3 °C con variaciones de $\pm 0,2$ °C. La instalación tiene un régimen de trabajo continuo de 24 horas los 365 días del año. Se verificó el porcentaje de ocupación de las habitaciones según datos del departamento de recepción del Hotel. De 77 habitaciones estaban ocupadas 72 para un 93% de ocupación.

El sistema tenía un funcionamiento estable a régimen automático en el que el flujo se varia a partir de las mediciones de presión a la entrada de la red hidráulica. El comportamiento de la presión es una manifestación de los cambios que experimentan la red a medida que se ocupan o desocupan locales. El set point de la presión esta situado en 5 bar lo cual es suficiente para enfrentar cualquier cambio racional de variaciones de presión entre el envío y retorno.

Se compensó hidráulicamente la presión de descarga de la bomba a partir del volumen de agua que había perdido el sistema. Se colocaron los instrumentos correspondientes, en los puntos que se reflejan en la figura 2.4. Se recolectaron los valores de las distintas variables procedentes de la automática y los instrumentos declaradas en el epígrafe 2.2 con intervalos de muestreo de 10 s y 1 min.

2.3 Determinación de las pérdidas por infiltración del aire exterior por las rendijas de las puertas de entrada a las habitaciones

En el ejemplo que se analiza todo el conjunto de habitaciones poseen rendijas considerables, con un valor promedio de 9 mm que provocan la infiltración de aire exterior hacia los locales de la zona 1, en este caso son solo habitaciones.

Para llegar al resultado se utilizó el método de las rendijas que consiste en determinar el caudal de aire que se introduce por cada metro lineal de rendijas, en dependencia del ancho de la abertura y velocidad frontal del aire y teniendo en cuenta además las condiciones del aire interior y exterior.

Antes de entrar en el cálculo del calor infiltrado en las habitaciones es necesario realizar la evaluación de los costos de refrigeración, que incluye el costo para producir una tonelada de frío en el sistema de refrigeración más el costo de bombeo para circuito secundario.

Costo de producción de frío.

COP: Coeficiente de efecto refrigerante.

COP = 2.5 para un Δt entre condensación y evaporación de 45 °C.

Costo del KWh en horario pico = \$ 0,17 CUC

Costo del KWh en horario normal = \$ 0,095 CUC

1kW = 860 Kcal/h

Para un flujo calorífico de 3024 Kcal/h (1Ton) en el evaporador la energía absorbida de la red estará dada por:

$$\frac{3024}{2.5 * 860} \equiv 1.4 \text{ KW.h/Ton}$$

Las pérdidas adicionales que podrían evitarse si se reduce a 3 mm como máximo las rendijas de entrada se determinan a partir de los siguientes elementos.

Magnitud de los parámetros:

1. Velocidad del viento a través de la rendija 2,2 m/s.

CAPITULO 2

2. Temperatura de bulbo seco del aire exterior 32°C y HR = 70%.
3. Temperatura de bulbo seco del aire interior 24°C y HR = 50%.
4. Humedad específica del aire exterior, $W_e = 0,0215 \text{ Kgv/Kgas}$.
5. Humedad específica del aire interior, $W_i = 0,0095 \text{ Kgv/Kgas}$.
6. Espesor de rendija promedio 9 mm.
7. Caudal infiltrado $0,0137 \text{ m}^3/\text{s.m}$ lineal.

El costo de bombeo para el circuito secundario es de $0,15 \text{ KW.h/Ton}$ tomando como base que los fancoils son de 3024 Kcal/h y $0,6 \text{ m}^3/\text{h}$.

El consumo total de energía para la producción de frío en horario pico será:

$$1,4 \text{ KWh/Ton} \times 0,17 \text{ \$/KWh} + 0,15 \text{ KWh/Ton} \times 0,17 \text{ \$/KWh} = 0,26 \text{ \$/Ton/h}$$

El consumo total de energía para la producción de frío en horario normal será:

$$1,4 \text{ KWh/Ton} \times 0,095 \text{ \$/KWh} + 0,15 \text{ KWh/Ton} \times 0,095 \text{ \$/KWh} = 0,15 \text{ \$/Ton/h}$$

En este caso solo se evaluaron las pérdidas para un total de 77 habitaciones (Zona 1), pero en realidad en todas las habitaciones del hotel se puede reducir el espesor de rendija en la parte inferior de las puertas a un máximo de 3 mm.

Para rendijas de 9 mm de espesor promedio tenemos que la ganancia de calor sensible y latente es:

$$Q_{s \text{ inf}} = 1,2 \cdot V_{\text{inf}} (T_e - T_i)$$

$$Q_{s \text{ inf}} = 0,13 \text{ kW}$$

$$Q_{s \text{ inf}} = 0,13 \cdot 77 \text{ hab}$$

$$Q_{s \text{ inf}} = 10,12 \text{ kW/m}$$

$$Q_{l \text{ inf}} = 2970 \cdot V_{\text{inf}} (W_e - W_i)$$

$$Q_{l \text{ inf}} = 0,488 \text{ kW}$$

$$Q_{l \text{ inf}} = 0,488 \cdot 77 \text{ hab}$$

$$Q_{l \text{ inf}} = 37,59 \text{ kW/m}$$

$$Q_{t \text{ inf}} = Q_{s \text{ inf}} + Q_{l \text{ inf}}$$

CAPITULO 2

$$Qt \text{ inf} = 10,12 + 37,59$$

$$Qt \text{ inf} = 47,71 \text{ kW/m}$$

$$\mathbf{Qt \text{ inf} = 13,57 \text{ Ton}}$$

Ganancia de calor sensible y latente para rendijas de 3 mm.

$$Qs \text{ inf} = 1,2 \cdot V_{\text{inf}} (T_e - T_i)$$

$$Qs \text{ inf} = 0,048 \text{ kW}$$

$$Qs \text{ inf} = 0,048 \cdot 77 \text{ hab}$$

$$Qs \text{ inf} = 3,696 \text{ kW/m}$$

$$Ql \text{ inf} = 2970 \cdot V_{\text{inf}} (W_e - W_i)$$

$$Ql \text{ inf} = 13,72 \text{ kW}$$

$$Ql \text{ inf} = 13,72 \cdot 77 \text{ hab}$$

$$Ql \text{ inf} = 37,59 \text{ kW/m}$$

$$Qt \text{ inf} = Qs \text{ inf} + Ql \text{ inf}$$

$$Qt \text{ inf} = 3,696 + 37,59$$

$$Qt \text{ inf} = 17,41 \text{ kW/m}$$

$$\mathbf{Qt \text{ inf} = 4,95 \text{ Ton}}$$

Calor que no es necesario eliminar en el equipo de refrigeración por reducción de la infiltración:

$$Q_{\text{ahorra}} = Q_{t9\text{mm}} - Q_{t3\text{mm}}$$

$$Q_{\text{ahorra}} = 13,57 - 4,95$$

$$\mathbf{Q_{\text{ahorra}} = 8,62 \text{ Ton}}$$

Cuantificación del ahorro en dinero (\$) en horario pico y normal:

Horario pico

$$8,62 \text{ Ton/h} \times 0,26 \text{ \$/Ton} = 2,24 \text{ \$/h} \times 4 \text{ h/día} \times 30 \text{ día/mes} = 268,80 \text{ \$/mes}$$

Horario normal

$$8,62 \text{ Ton/h} \times 0,15 \text{ \$/Ton} = 1,29 \text{ \$/h} \times 20 \text{ h/día} \times 30 \text{ día/mes} = 774 \text{ \$/mes}$$

$$\mathbf{Ahorro \text{ total} = 1042,80 \text{ \$/mes} \times 70\% \text{ de Ocupación} = 729,96 \text{ \$/mes}}$$

2.4 Pérdidas por mal estado del aislamiento de la red hidráulica

Para calcular las pérdidas debido al mal estado del aislamiento se dividen en 2 partes, primeramente calculamos las pérdidas en las tuberías que se encuentran bajo techo (246,9 m) y luego las que viajan a través de la azotea (615,2 m). Estas longitudes corresponden al envío y al retorno.

Para tuberías que viajan bajo techo (246,9 m).

Los coeficientes de radiación (F_r) y emisividad de la superficie (E), se tomaron del anexo.4

F_r : 5 Kcal/m² h °C

E : 0,90

T_m : Temperatura ambiente: 25,3 °C

T_{s1} : Temperatura de la superficie exterior del aislamiento, 20 °C

D_2 : Diámetro exterior del aislamiento 0,132715 m

q_{lm} : Flujo calorífico a través del aislante en mal estado

q_{lb} : Flujo calorífico a través del aislante en buen estado

Mal aislamiento.

$$q_r = F_r * E(T_m - T_{s1})\pi * D_2$$

$$q_r = 9,94 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}$$

Puesto que las tuberías están en interiores puede suponerse que se produce convección natural.

$$q_c = 3,52 * D_2^{0,75} (T_m - T_{s1})^{1,25}$$

$$q_c = 6,22 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}$$

$$q_{lm} = q_r + q_c$$

$$q_{lm} = 4,40 + 2,19$$

$$q_{lm} = 16,16 \text{ Kcal/h m}$$

El flujo calorífico a través del aislante para una longitud de 246,9 metros bajo techo es de:

CAPITULO 2

$$q_{lm} = 3990,7 \text{ Kcal/h}$$

$$q_{lm} = 1,319 \text{ Ton}$$

Buen aislamiento.

$$Fr: 5,15 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

$$E: 0,90$$

Ts1: Temperatura de la superficie exterior del aislamiento: 23°C .

$$q_r = F_r * E(T_m - Ts1)\pi * D2$$

$$q_r = 4,40 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}$$

Puesto que las tuberías están en interiores, puede suponerse que se produce convección natural.

$$q_c = 3,52 * D2^{0,75} (T_m - Ts1)^{1,25}$$

$$q_c = 2,19 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}$$

$$q_{lb} = q_r + q_c$$

$$q_{lb} = 4,40 + 2,19$$

$$q_{lb} = 6,59 \text{ Kcal/hm}$$

El flujo calorífico a través del aislante para una longitud de 246,9 metros bajo techo es de:

$$q_{lb} = 1627 \text{ Kcal/h}$$

$$q_{lb} = 0,538 \text{ Ton}$$

El ahorro del calor si estuviera el aislamiento en buen estado y no en mal estado sería.

$$Q_{\text{ahorro}}: q_{lb} - q_{lm}$$

$$Q_{\text{ahorro}}: 0,781 \text{ Ton}$$

Para tuberías que viajan sobre el techo (615,2 m).

Mal aislamiento.

$$Fr: 5 \text{ Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}.$$

$$E: 0,90$$

CAPITULO 2

Ts1: Temperatura de la superficie exterior del aislamiento: 24,7 °C.

$$q_r = F_r * E(T_m - Ts1)\pi * D2$$

$$q_r = 10,34 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}$$

Debido a que las tuberías viajan por el techo la convección es forzada por lo que usamos la siguiente ecuación.

$$q_c = 24,3 * D2^{0,6} (T_m - Ts1)^{1,25}$$

$$q_c = 38,33 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}$$

$$q_{lm} = q_r + q_c$$

$$q_{lm} = 10,34 + 38,33$$

$$q_{lm} = 48,67 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}$$

El flujo calorífico a través del aislante para una longitud de 615,2 metros bajo techo es de:

$$q_{lm} = 29941 \text{ Kcal/h}$$

$$q_{lm} = 9,90 \text{ Ton}$$

Buen aislamiento.

Fr: 5.15 Kcal/m² h °C.

E: 0,90

Ts1: Temperatura de la superficie exterior del aislamiento: 27 °C.

$$q_r = F_r * E(T_m - Ts2)\pi * D2$$

$$q_r = 3,97 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}$$

Debido a que las tuberías viajan por el techo la convección es forzada por lo que usamos la siguiente ecuación.

$$q_c = 24,3 * D2^{0,6} (T_m - Ts1)^{1,25}$$

$$q_c = 14,46 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}$$

$$q_{lb} = q_r + q_c$$

$$q_{lb} = 3,97 + 14,46$$

CAPITULO 2

$$q_l b = 18,43 \text{ Kcal/h} \cdot \text{m}$$

El flujo calorífico a través del aislante para una longitud de 615,2 metros bajo techo es de:

$$q_l b = 11338 \text{ Kcal/h}$$

$$q_l b = 3,75 \text{ Ton}$$

El ahorro de calor si estuviera el aislamiento en buen estado sería de.

$$Q_{\text{ahorro}}: q_l b - q_l m$$

$$\mathbf{Q_{ahorro}: 6,15 \text{ Ton}}$$

El calor total que se pierde por concepto de mal estado del aislamiento es en las tuberías que viajan tanto por el techo como las de interiores, sería la suma de los ahorros en cada tramo de tuberías interiores y techo.

$$Q_{\text{total}} = 0,78 + 6,15$$

$$\mathbf{Q_{total} = 6,93 \text{ Ton}}$$

Al eliminar el mal estado del aislamiento con una correcta insulación se logra lo siguiente:

Posibilidad de ahorro en horario pico

$$6,93 \text{ Ton/h} \times 0.26 \text{ \$/Ton} \times 4 \text{ horas/día} \times 30 \text{ días/mes} = \mathbf{216,00 \text{ \$/mes}}$$

Posibilidad de ahorro en horario normal

$$6,93 \text{ Ton/h} \times 0.15 \text{ \$/Ton} \times 20 \text{ horas/día} \times 30 \text{ días/mes} = \mathbf{623,70 \text{ \$/mes}}$$

$$\mathbf{\underline{Ahorro total}: 216,00 \text{ \$/mes} + 623,70 \text{ \$/mes} = 839,70 \text{ \$/mes}}$$

De acuerdo con las mediciones realizadas se pudo comprobar que debido a la penetración de la humedad el coeficiente de conductividad térmica del aislamiento se ha incrementado de un valor de diseño de 0.035 Kcal/h.m.°C a 0.06 Kcal/h.m.°C; esto provoca una ganancia de calor adicional al sistema encareciendo el costo de la energía. Aunque en la actualidad se toman las medidas correctoras correspondientes a partir del cambio del aislamiento en su totalidad.

2.5 Pérdidas de carga en la red hidráulica

En este caso se determinaron las pérdidas por rozamiento en las tuberías y las pérdidas en los accesorios, vale aclarar que en este cálculo solo aparecen reflejadas las pérdidas hasta llegar a los patinejos, para ello se ha utilizado la siguiente metodología, la cual detallamos a continuación:

$$A = \frac{\Pi.D^2}{4}$$

Donde:

D: Diámetro (m).

A: Área (m²).

Para determinar la velocidad del fluido se emplea la siguiente expresión.

$$v = \frac{Q}{A}$$

Donde:

Q: caudal en m³/s

V: velocidad m/s

A: área m²

El número de Reynolds lo determinamos por la siguiente fórmula, el mismo nos ayuda a identificar en que régimen está trabajando nuestro fluido:

$$Re = \frac{v.D}{\nu}$$

Donde:

Re: número de Reynolds, adimensional.

V: velocidad, m/s.

D: diámetro, m.

ν : Viscosidad cinemática, m²/s

Una vez determinado el régimen de trabajo del fluido, se define que se encuentra en el régimen turbulento, y se pasa a determinar el coeficiente de rozamiento de las tuberías, a través de la ecuación para cualquier zona de régimen de flujo turbulento, en el caso de las tuberías.

CAPITULO 2

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\frac{\epsilon}{D}}{3,7} + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right] \quad (2.1)$$

Donde:

Re: Número de Reynolds.

$\frac{\epsilon}{D}$: Rugosidad relativa.

Ahora se puede encontrar las pérdidas por rozamiento en las tuberías plásticas(PVC). Se realiza además una comparación, considerando que fueran de hierro fundido.

$$h_{pf} = f \frac{L v^2}{D 2g}$$

Donde:

L: longitud de tubería m.

D: diámetro de tubería m.

v: velocidad m/s.

g: constante de la gravedad m/s.

ϵ/D : rugosidad relativa de la tubería.

Para el cálculo de las pérdidas en accesorios se utiliza la siguiente ecuación.

$$(h_{pl})_i = \sum K_i * \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

Ki: coeficiente de perdidas locales.

Tabla 2.3 Cuadro de pérdidas en accesorios.

Nombres	Cantidad	Ki	$\sum K_i$	V (m/s)	hpl (m)
Codo de 90°	42	1.25	52.5	1.43903	5,54
Codo de 45°	4	0.8	3.2	1.43903	0,33
Tee	14	2	28	1.43903	2,95
Total					8,83

Luego se pasa a calcular las pérdidas totales por la siguiente fórmula:

En el caso del PVC

CAPITULO 2

$$h_p = h_{p_f} + h_{p_l}$$

A continuación, se presenta una tabla que expone los resultados de los cálculos para las pérdidas totales.

Tabla 2.4 Cuadro de pérdidas por rozamiento para tuberías PVC.

Material	L	A	Q	V	Re	$\frac{\varepsilon}{D}$	f	hpl	ht
	m	m ²	m ³ /s	m/s				m	m
PVC	431.05	0.0081	0.01166	1.439	104430	1.47*10 ⁻⁵	0.017	8,83	16,43

Tabla 2.5 Cuadro de pérdidas por rozamiento para tuberías de hierro fundido.

Material	L	A	Q	V	Re	$\frac{\varepsilon}{D}$	f	hpl	ht
	m	m ²	m ³ /s	m/s				m	m
Hierro fundido	431.05	0.0081	0.01166	1.439	104430	0.0025	0.026	8,83	20,63

La tabla 2.5, se confeccionó aplicando la misma metodología que para la tabla 2.4. Se representa la variación del material, con el consecuente cambio del coeficiente de rugosidad relativa y el coeficiente de rozamiento. Los cálculos se realizaron con el objetivo de conocer cuál es la disminución de las pérdidas por rozamiento cuando se trabaja con PVC y cual es la diferencia cuando se emplea hierro fundido, la cual resultó ser de **4,2 m**.

2.6 Comportamiento del conjunto motor – bomba

Durante la realización de este trabajo se realizó la medición de la potencia activa a la entrada del variador de velocidad. La prueba más convincente fue el día 15 de Marzo desde las 13:24 PM hasta las 13:52 AM o sea por un periodo de 28 minutos. Se fuerza el sistema a trabajar en modo manual, y se varió la frecuencia de alimentación de la bomba, aumentándola en 1 Hz, cada un minuto. Esta zona habitacional contaba según los datos de la recepción del hotel, con 70 habitaciones ocupadas de 77 para un 90%. Para este

caso específico se monitoreo las temperaturas de las habitaciones mediante la ayuda, de la automática del hotel con una frecuencia de muestreo de 1 minuto comportándose los perfiles de las mismas, de la manera siguiente. En 13 habitaciones las temperaturas subieron, en 17 se mantuvieron constante, y en el resto hubo variaciones de forma aleatoria.

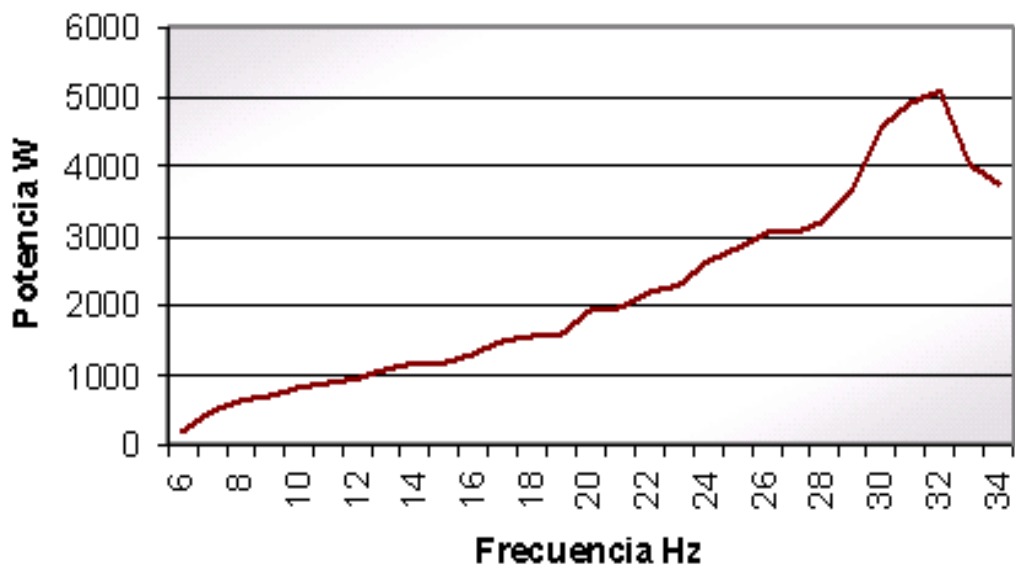


Fig.2.5 Comportamiento de la potencia activa.

Para esta misma prueba se monitoreo las diferentes variables que indican la posibilidad de ejecutar experimentaciones futuras con la ayuda de la automática como son presión de succión, presión de descarga, temperatura de impulsión y temperatura de retorno de las bombas, a continuación se muestra un gráfico con las siguientes variables.

Estos diferentes gráficos son los que muestran las relaciones de proporcionalidad entre el caudal, presión y potencia con respecto ala velocidad de trabajo de la bomba. (En el anexo.9 se pueden observar los datos a partir de los cuales confeccionaron las figuras 2.5, 2.6, 2.7 y 2.8).

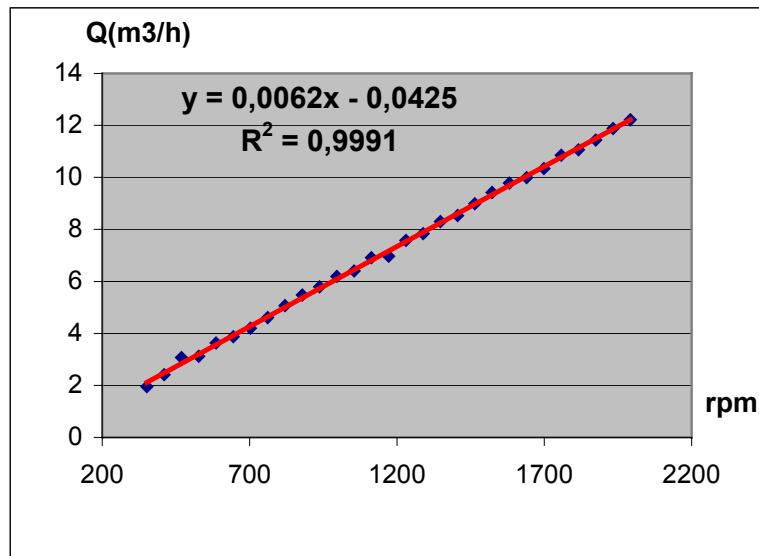


Fig.2.6 Gráfico de dispersión entre Velocidad y Caudal.

En la figura anterior se puede observar la relación lineal entre Q y n . Mediante este gráfico de dispersión se expresa la alta correlación. Este mismo procedimiento se tomo para obtener la curva de Q vs Presión de descarga.

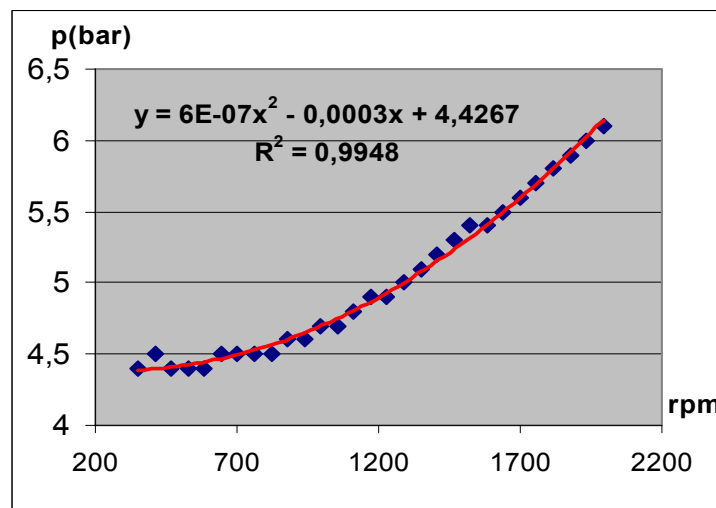


Fig.2.7 Gráfico de dispersión entre Velocidad y Presión de descarga de la bomba.

En el caso de la potencia necesaria para transportar el fluido se gráfica también la relación que tiene esta magnitud con respecto a la velocidad. Se observa que un polinomio de tercer orden sigue la tendencia de estos datos, aunque el coeficiente de correlación es menor que en los dos casos anteriores.

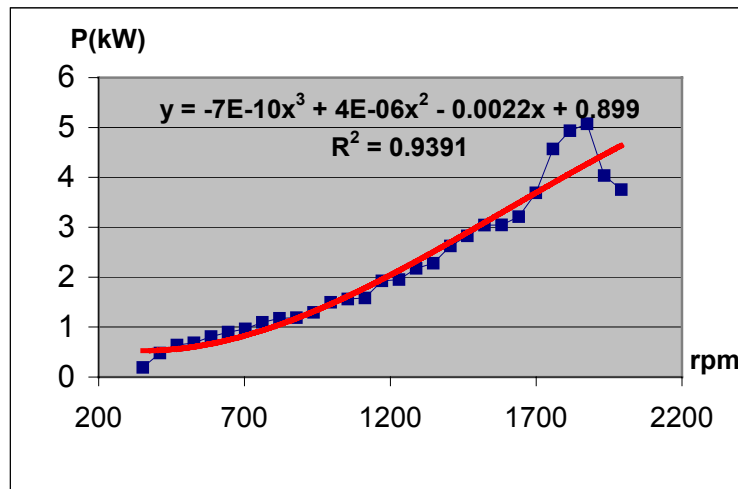


Fig.2.8 Gráfico de dispersión entre Velocidad y Potencia.

Todas las representaciones anteriores obtenidas a partir de gráficos de dispersión con la ayuda del Excel no son suficientes, es por tanto que se aplica a continuación un método estadístico que nos permite tomar decisiones en cuanto a como finalmente deben quedar las ecuaciones. Esto nos brinda la potencialidad de obtener modelos futuros de la aplicación de este trabajo en otros objetos de estudio.

Análisis de regresión, método paso a paso hacia atrás.

El análisis de regresión es un método estadístico que permite buscar el modelo que mejor relaciona a la variable dependiente con las independientes. Este análisis se puede aplicar a través de dos métodos iterativos:

- Método paso a paso hacia atrás.

Se consideran todas las variables independientes significativas, es decir todas inicialmente van al modelo. A través de la prueba de Student para los coeficientes de regresión se comienza a eliminar aquellas variables que no son significativas y se analiza el comportamiento del modelo cada vez que se realice una eliminación.

- Método paso a paso hacia adelante.

Es un método opuesto al anterior, es decir inicialmente se considera que ninguna variable debe ir al modelo y luego se comienza a introducir aquellas

variables independientes que mayor coeficiente de correlación tiene con la variable dependiente, y se hacen las pruebas de Student para los coeficientes cada vez que se introduzca una variable, para determinar si su influencia sobre la variable dependiente es significativa o no.

Análisis de los resultados

En la tabla de Student del anexo.10, tabla 3, las probabilidades de todos los coeficientes son mayores que 0,05, es decir, dichos coeficientes son significativamente igual a cero o que pueden tomar el valor cero y por tanto las variables no van al modelo. Sin embargo en la tabla ANVA(análisis de varianza, segunda tabla) la probabilidad es de $2,57 \cdot 10^{-15}$ ($<0,05$), es decir que las variaciones de la potencia activa(kW) son explicadas por el modelo de regresión, lo que contradice lo anterior. Para eliminar la contradicción se debe eliminar primeramente el término de mayor probabilidad en este caso $f(\text{rpm})(p=0,4426)$ y se realiza nuevamente el análisis.

En el anexo.11, la probabilidad de la tabla ANVA(Análisis de varianza) ha disminuido es decir el modelo es más significativo que el anterior, además la probabilidad para el término f^2 es menor que 0,05 por lo tanto este termino debe mantenerse en el modelo.

En las tablas del anexo.12 la probabilidad de la tabla ANVA es mucho menor que en el caso anterior y la probabilidad de los coeficientes es mucho menor que 0,05 por tanto se puede representar el modelo como:

$$P = 0,3446 + 1,14 \cdot 10^{-6} f^2 \quad (2.2)$$

En el anexo 13 independientemente que la probabilidad de la tabla ANVA y el coeficiente de correlación han disminuido, los términos f^2 y f pueden mantenerse en el modelo, no así con el coeficiente libre.

CAPITULO 2

En la anexo.14 el coeficiente de correlación ha disminuido al igual que la probabilidad de la tabla ANVA con respecto a la del anexo.13 las probabilidades de los coeficientes son casi cero, por tanto:

$$P = 0,001f + 3,08 \cdot 10^{-10} f^3 \quad (2.3)$$

Se concluye entonces que los modelos seleccionados(anexo.12 y anexo.14), teniendo en cuenta lo que plantea la teoría con respecto a las relaciones de proporcionalidad entre el parámetro P(kW) y f(rpm) o velocidad, el modelo seleccionado es el que corresponde al análisis del anexo.14.

En el anexo 15 teniendo en cuenta que la probabilidad de la tabla ANVA es menor que 0,05(casi nula) y que las probabilidades de los coeficientes son menores que 0,05(prueba de student) el modelo significativo entre estas variable es.

$$p(\text{bar}) = 4,43 - 0,0003f + 5,9 \cdot 10^{-7} f^2 \quad (2.4)$$

La relación entre f y Q se puede considerar lineal y casi perfecta por el resultado del coeficiente de correlación(ver anexo.16), sin embargo para el término independiente la probabilidad de la prueba de student es mayor que 0,05, este coeficiente tiende a cero. En el anexo.17, la probabilidad de la tabla ANVA ha disminuido al igual que la de la prueba de student por lo tanto el modelo lineal es:

$$Q = 0,006 f \quad (2.5)$$

Luego de graficar los resultados experimentales y del análisis estadístico se utilizó un software de una prestigiosa firma (**Danfoss**), la cual emplea variadores de velocidad en diferentes objetos. Con esta aplicación se puede determinar y comparar un conjunto de características presentes en los CSAF. Además fue diseñada para su empleo en sistemas de Climatización Centralizada(HVAC).

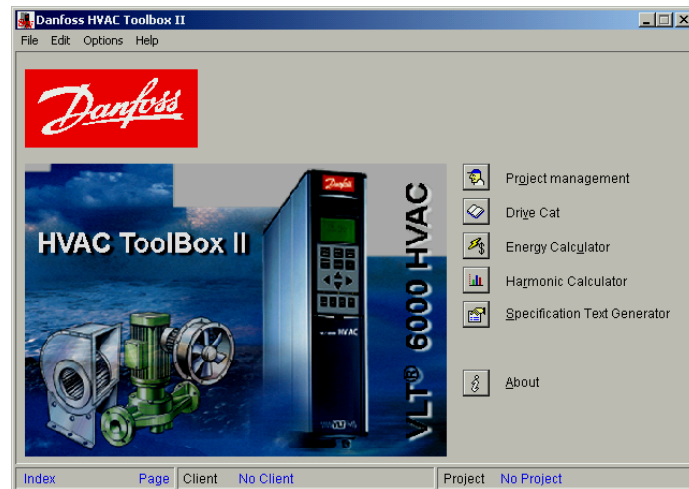


Fig.2.9 Ventana de presentación del software Danfoss HVAC Toolbox II.

El caso que nos ocupa tiene una pérdida por altura geométrica equivalente a **14.15 m** a partir de este valor es que comienza a proyectarse la curva de la red. Luego de realizar el levantamiento de metros lineales de tuberías, desde la salida de la bomba hasta la entrada de los patinejos, se realizaron los cálculos de las pérdidas en este tramo aportando un valor de **16.43 m**. Lógicamente estas no son las pérdidas totales del sistema para su estado nominal sino que faltarían las que se producen en la red de retorno de agua fría y las presentes en la red que distribuye internamente el agua hasta los fancoils.

Se esclarece que como la red hidráulica es cambiante en función del nivel ocupacional, la variabilidad de las pérdidas de carga están centradas en los cambios que pueda experimentar el uso o no de los locales.

En el caso de determinar con exactitud el punto de operación de la bomba nos fue difícil en el sentido de que no se contó con la posibilidad de tener los planos que brindarán características tan importantes como los caudales a garantizar por locales y las disposiciones de las redes en los tramos del interior del edificio.

En la figura 2.10 se puede observar la tendencia del consumo de energía eléctrica. La línea recta, representa los cambios que se producen cuando la regulación del caudal se realiza a través de válvulas de estrangulamiento. En el caso de la línea curva, indica la solución de implementar los variadores de velocidad. Para esta última variante, para

CAPITULO 2

pequeños cambios del flujo, se experimentan disminuciones sustanciales en el consumo de potencia.

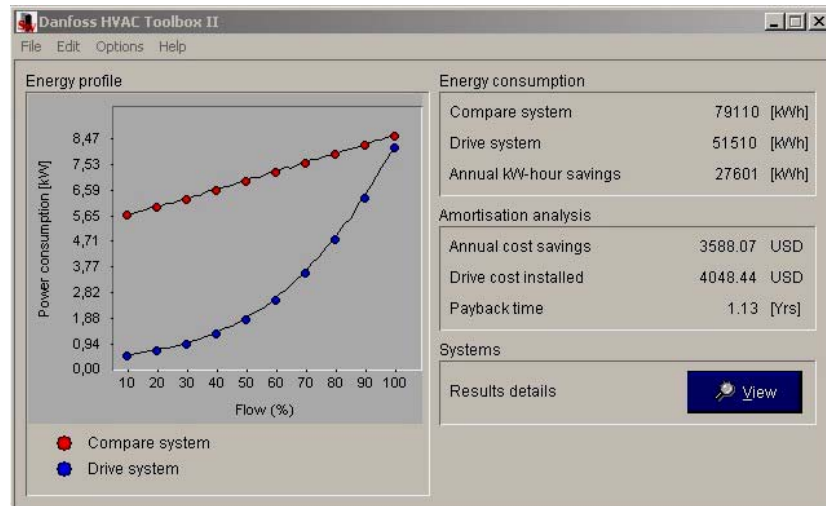


Fig.2.10 Comparación de dos métodos de regulación de caudal.

Dada la experiencia acumulada por la firma dueña del software, en la explotación de sistemas de climatización a flujo variable se indican en la figura 2.11, para un trabajo de 8760 horas de un año, el caudal en función del tiempo de operación expresado en %.

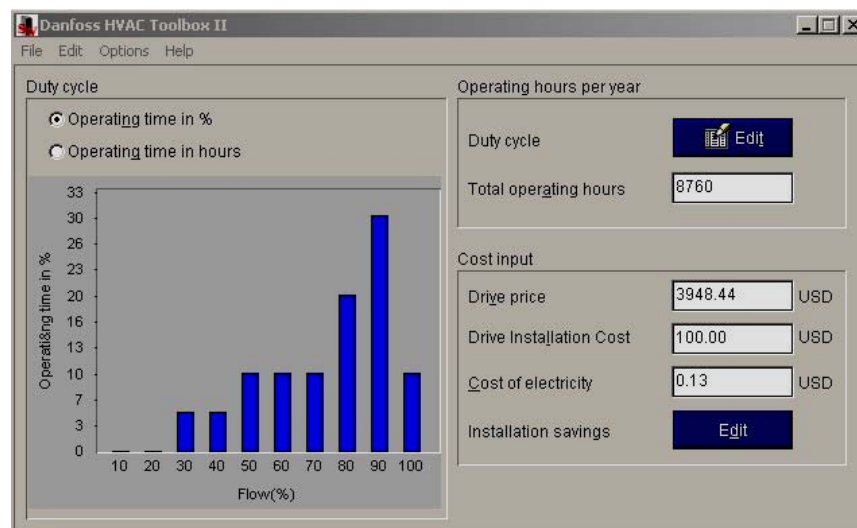


Fig.2.11 Por ciento de operación en horas, del variador de velocidad para diferentes caudales.

En el anexo.18 aparecen dos ventanas de reportes, correspondientes a diferentes parámetros. En lo adelante presentaremos los datos de las mismas en forma de gráfico para su mejor comprensión. Los resultados son comparativos entre sistemas de transporte de agua fría de la Climatización Centralizada con y sin el empleo de Variadores de Velocidad. En el anexo.19 aparecen un listado de precio de los V.V y sus agregados.

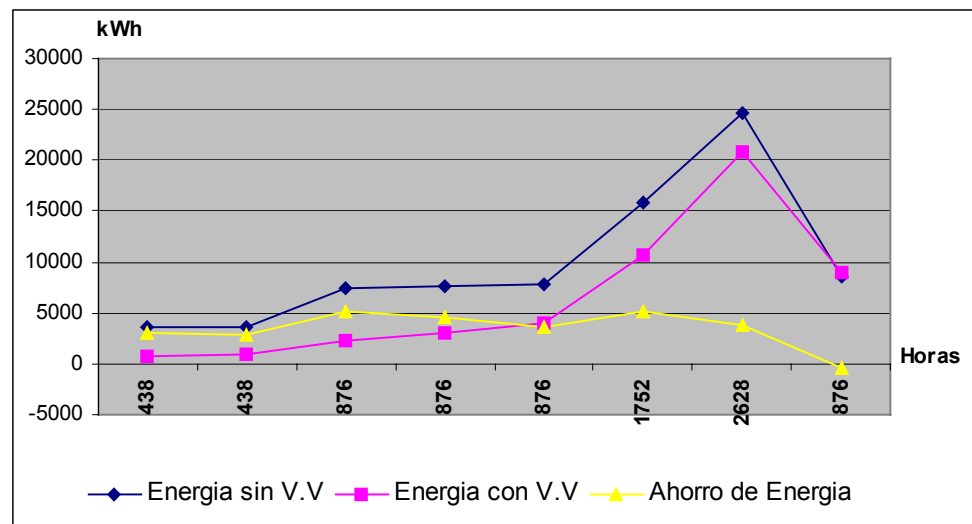


Fig.2.12 Comportamiento del consumo de energía eléctrica.

En la figura 2.12 se observa la gran diferencia en el consumo de energía eléctrica cuando se emplean los variadores de velocidad. Las gráficas comienzan a partir de 30 % del caudal ya que para valores menores el sistema no trabaja. En el eje X se resaltan la cantidad de horas que operan ambos sistemas para diferentes demandas de caudal. La grafica de color amarillo refleja los ahorros que se producen al operar a flujo variable.

En la figura 2.13 se refleja el aumento de la eficiencia de la bomba centrífuga cuando los CSAF operan bajos los efectos del V.V. Cuando se opera con V.V la eficiencia a partir del 70% del fluido llega a los valores nominales, mientras que, entre el 10% y el 60 % del caudal la eficiencia es de un 15 % superior con respecto a la bomba con regulación con válvulas de estrangulamiento.

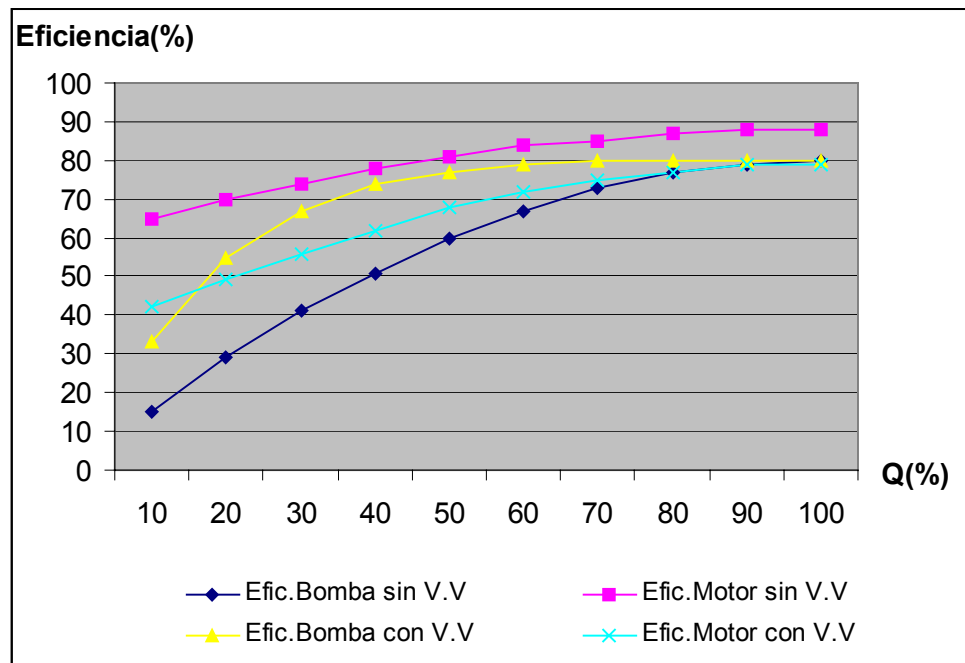


Fig.2.13 Comportamiento de la eficiencia en los de la Bomba y el Motor en los CSAF.

El parámetro que caracteriza la energía transmitida al fluido es la presión de descarga de la bomba, es por ello que se muestra en la figura 2.13 el comportamiento de esta variable para los diferentes caudales que pueden manifestarse a la salida del accionamiento.

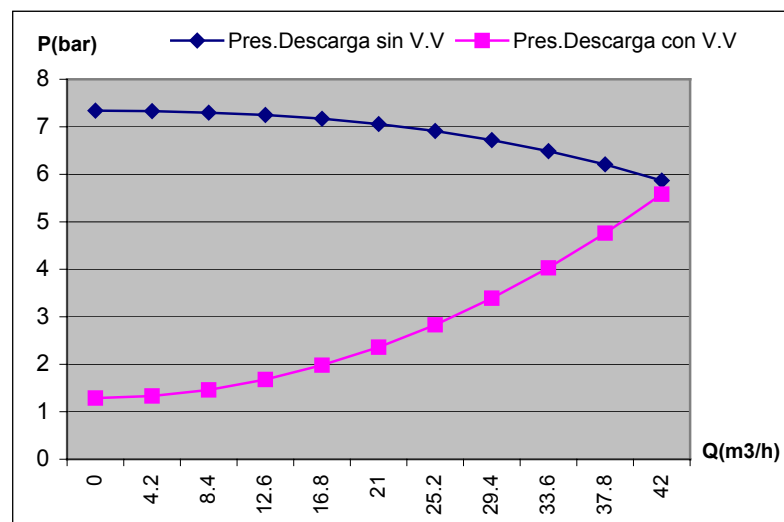


Fig. 2.14 Comportamiento de la presión de descarga de la bomba para diferentes caudales.

En el caso de la utilización de los variadores de velocidad aparecen algunas perturbaciones en los sistemas de suministro de energía eléctrica las cuales se ven reflejadas en la figura 2.15 a partir de la introducción al software de los datos del transformador que alimenta esta carga,

Datos de entrada

Potencia del transformador: 1000 kVA.

Impedancia 5.5 %.

Voltaje del secundario: 440.

Frecuencia: 60 Hz.

Otros datos:

Potencia activa en la carga: 12,6 kW.

Factor de potencia: 0.87.

Longitud del cable: 30 m.

Material del cable: cobre.

Número de cables en paralelos: 3.

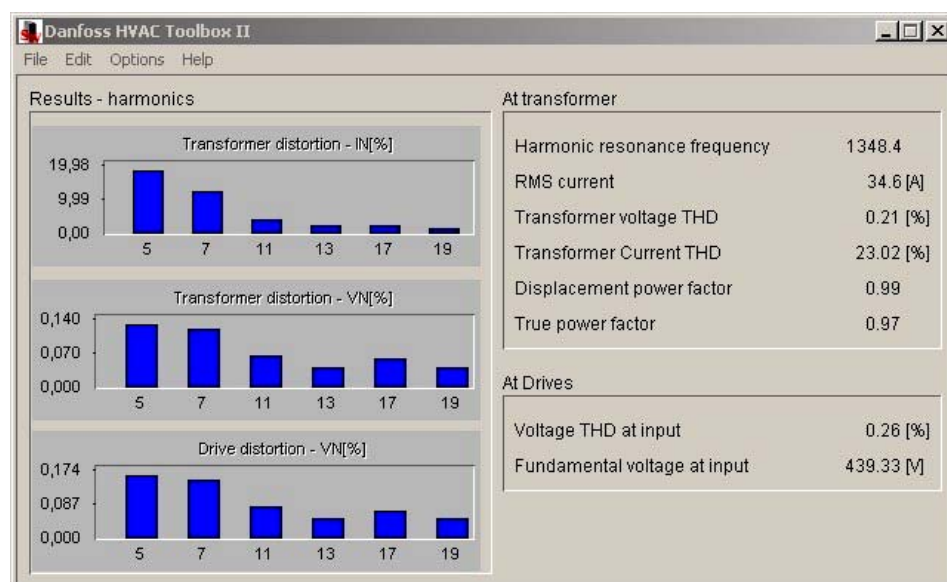


Fig.2.15 Comportamiento de los armónicos.

Características del motor de inducción frente a diferentes estados de funcionamiento.

Los variadores de velocidad cuando regulan la velocidad en motores asíncronos lo realizan en dependencia de la carga, o sea para mantener momento constante, potencia constante o momento y potencia variable.

En nuestro caso la carga es una bomba centrífuga, por lo que la relación entre la tensión y la frecuencia es la siguiente. $U_1 = f_1^2$ o $\frac{U_1}{f_1^2} = \text{constante}$, de forma tal que el voltaje de alimentación en el caso nuestro variará proporcionalmente al cuadrado de la frecuencia, siguiendo este principio logramos el comportamiento del motor para diferentes regímenes de trabajo, para frecuencias de 60, 40.88 y 15 Hz, respectivamente.

Se obtuvieron las características de momento electromagnético, corriente del estator y eficiencia del motor, con ayuda de una aplicación en Matlab confeccionado en nuestra institución para la disciplina de Maquinas Eléctricas(Ignacio,2002). A continuación se muestran los resultados.

Para una frecuencia de 60 Hz.

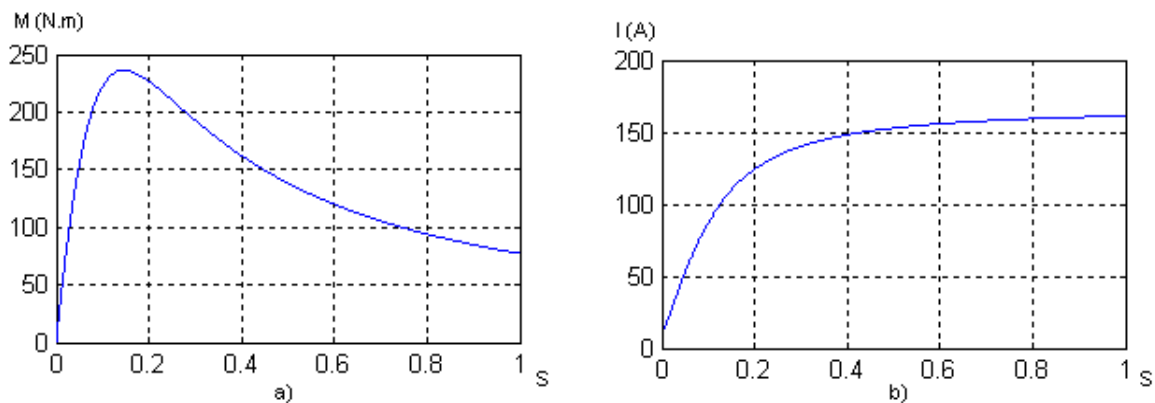


Fig. 2.16 a) Característica mecánica del motor asíncrono, b) Comportamiento de la corriente del estator a 60 Hz.

La figura 2.16 representa el momento y la corriente en el motor, este estado de funcionamiento se manifiesta en motores de la mismas características del presente en el caso e estudio. Estos parámetros son equivalentes a cuando el sistema bombeo trabaja a flujo constante.

Para una frecuencia promedio de 40.88 Hz.

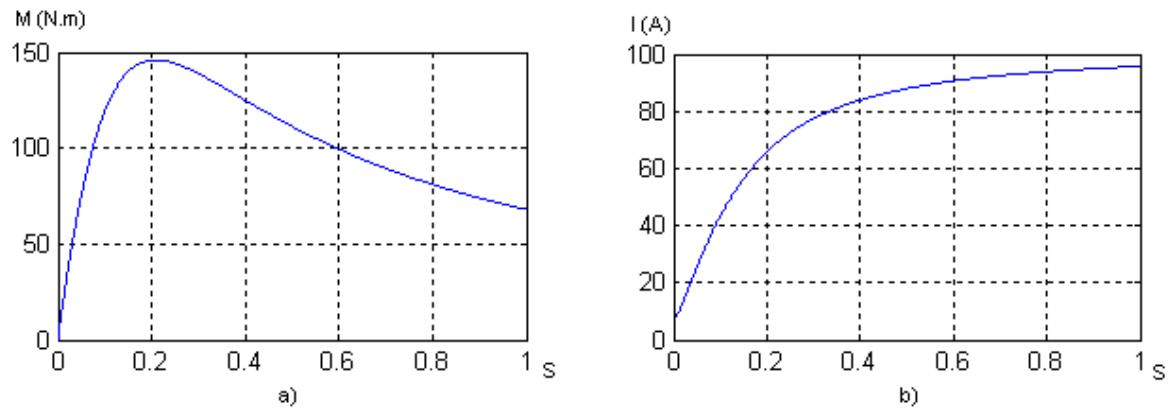


Fig. 2.17 a) Característica mecánica del motor asincrónico, b) Comportamiento de la corriente del estator a 40,88 Hz

Los gráficos anteriores corresponden a la manifestación del momento y la corriente cuando el CSAF se puso a trabajar en régimen automático. En este régimen el sistema tiene como presión estable en la descarga de la bomba 5 bar. Para este caso específico se realizó un experimento arrojando los siguientes resultados:

- Caudal: 21,35 m³/h
- Presión de succión: 2,90 bar
- Velocidad del fluido: 18,29 m/min
- Consumo promedio de potencia activa en el motor: 6,79 kW

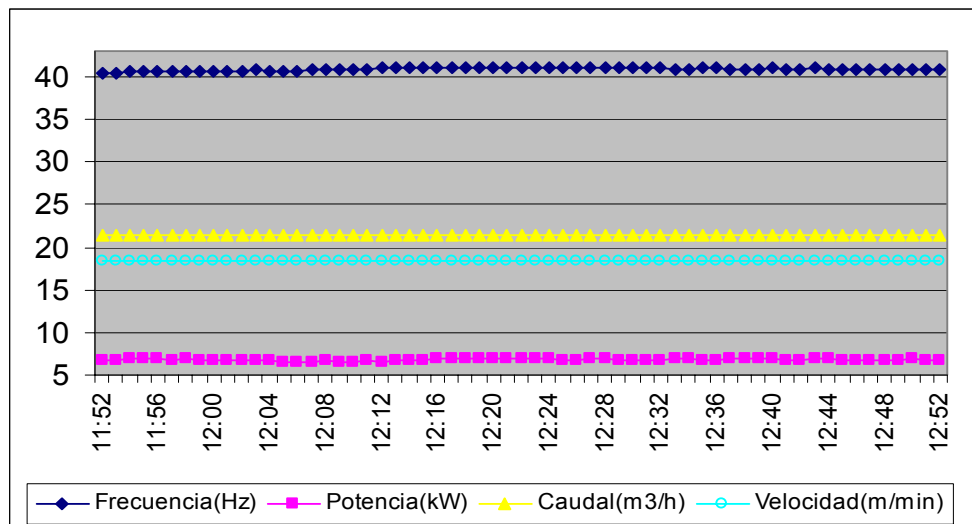


Fig.2.18 Comportamiento real de la potencia activa para el trabajo del CSAF en automático.

Seguido a este experimento se puso a trabajar al motor a 15 Hz, para este caso la aplicación en Matlab mostró los resultados que aparecen en la figura 2.19

Para una frecuencia de 15 Hz.

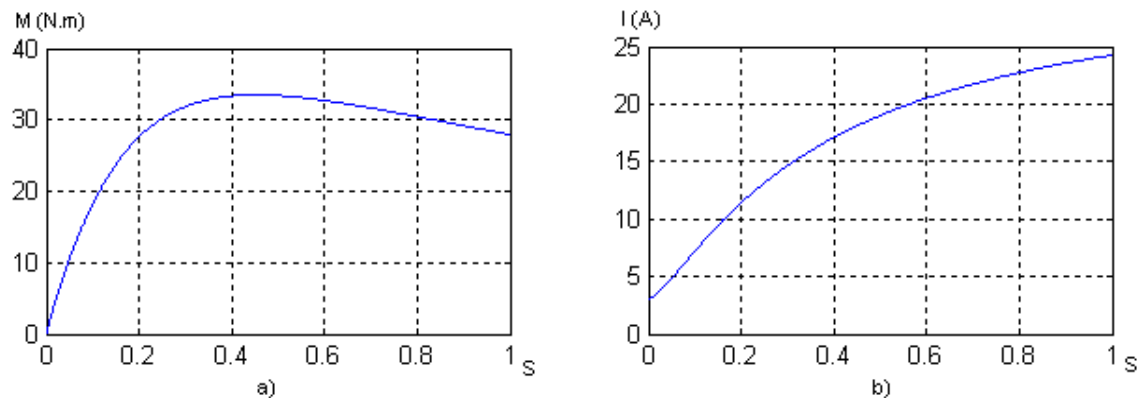


Fig. 2.19 a) Característica mecánica del motor asincrónico, b) Comportamiento de la corriente del estator a 15 Hz

Este valor de frecuencia, corresponde a un régimen forzado de trabajo impuesto por los operadores del Hotel. Este régimen de operación manual se ha mantenido durante varios meses en que la ocupación se ha mantenido prácticamente constante en la zona habitacional 1 del hotel. Todo esto se ha podido realizar porque al monitorear con la automática las temperaturas en las habitaciones estas se mantenían dentro de los parámetros del confort, además durante mas de dos meses de explotación en el que se ha mantenido este régimen, no se han reportado quejas de los turistas.

Lo anterior ha sido posible luego que el hotel realizará una inversión consistente en cambiar el aislamiento defectuoso de las redes de tuberías. Al disminuir estas perdidas por transferencia de calor en la red, se necesita de menos caudal para la carga térmica y como consecuencia un menor consumo de energía eléctrica.

Para este estado estacionario la presión en la descarga de bomba se manifestó en los 4.40 bar, lo que hace indicar la necesidad de reprogramar al variador de velocidad para las actuales condiciones (cambiar el set point del control de la presión).

2.7 Resumen para la determinación del Caudal, Energía y Costos adicionales que se manifiestan en la explotación de los CSAF

En este epígrafe se resumen las formulaciones que permiten cuantificar el efecto de las principales irregularidades presentes en los CSAF, que inciden en el trabajo irracional de los mismos. Con la experiencia acumulada en la verificación de estos sistemas se logran un conjunto de expresiones las cuales se adaptan, para el empleo del menor número de variables. Se logra además simplificar los cálculos e integrar las relaciones existentes entre las diferentes magnitudes.

Caudal, Energía y Costo para diferentes configuraciones de la red hidráulica.

Cuando en un CSAF la red hidráulica cambia su configuración, se debe al aumento o disminución de la carga térmica. Esto significa, para el caso específico de los sistemas a flujo variable la existencia de perdidas de carga fijas para los tramos de envío - retorno, y perdidas variables directamente ligadas con la ocupación. En el siguiente esquema se observan estos elementos.

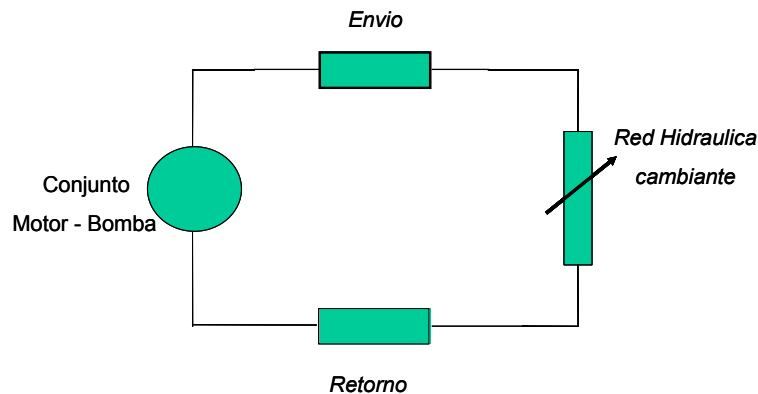


Fig.2.22 Sistema hidráulico simplificado del CSAF estándar.

Se puede entonces con el plano hidráulico calcular las perdidas de carga y los cambios que puede experimentar mediante la siguiente expresión.

$$h_p = \left[\frac{fL}{D2gS^2} + \frac{\sum Ki}{2gS^2} \right] \cdot Q_1^2 \quad (2.6)$$

Por lo tanto se hace necesario la medición del caudal. Una vez cuantificada la pérdida de carga se puede determinar la energía necesaria para transportar el fluido. Conociendo de antemano que siempre existirá una diferencia entre las pérdidas, cuando se trabaja a flujo constante y a flujo variable para cualquier cambio que pueda manifestarse. Es precisamente esta diferencia la que permite cuantificar los ahorros.

$$N_b = \frac{Q.H.\rho}{102.\eta_b} \quad (2.7)$$

$$E_{Q1} = \frac{N_b 0.746}{\eta_{MI}} \quad (2.8)$$

En la expresión anterior no se tiene en cuenta el coeficiente de reserva de potencia β . Luego se puede cuantificar el costo de la energía en correspondencia con los precios existentes.

$$C_{Q1/año} = E_{Q1} 2,58\$ \quad (2.9)$$

Caudal, Energía y Costo necesario para eliminar el calor adicional que se infiltra por las puertas de entrada a los locales.

Se ha comprobado, mediante diagnósticos energéticos realizados a diferentes hoteles del polo turístico de Holguín, la presencia de rendijas considerables en las puertas de entrada del conjunto habitacional y en locales. En muy pocas instalaciones se toman medidas al respecto. En lo adelante se analizará la forma de evaluar este efecto de la manera más rápida y simple posible a través de expresiones.

$$Q_{TINF} = (1,2V \inf(T_e - T_i) + 2970V \inf(W_e - Wi)) * LO \quad (2.10)$$

LO: Cantidad de locales ocupados.

Para el trabajo con esta expresión se toman los parámetros de confort constantes, según las normas internacionales que indican que en el interior de los locales se debe mantener

una $T_i = 24^\circ\text{C}$, y una humedad relativa promedio de 50%. Para los datos anteriores se corresponde en la carta psicrométrica una humedad específica de $W_i = 0,0093 \text{ Kg/Kgas}$.

Con el objetivo de determinar a partir de una sola variable el caudal total de calor infiltrado se determinan un conjunto de ecuaciones lineales, obtenidas mediante la correlación que existe entre la T_e y W_e para diferentes curvas de humedades relativas 70, 80 y 90 % y un diapasón de temperatura de 25 a 35°C . En los rangos anteriores es donde se valida el análisis, una vez que recoge los cambios que experimenta la temperatura por encima de la temperatura interior de los locales, las variaciones de temperatura correspondientes a diferentes épocas del año y horarios del día al igual que la humedad relativa.

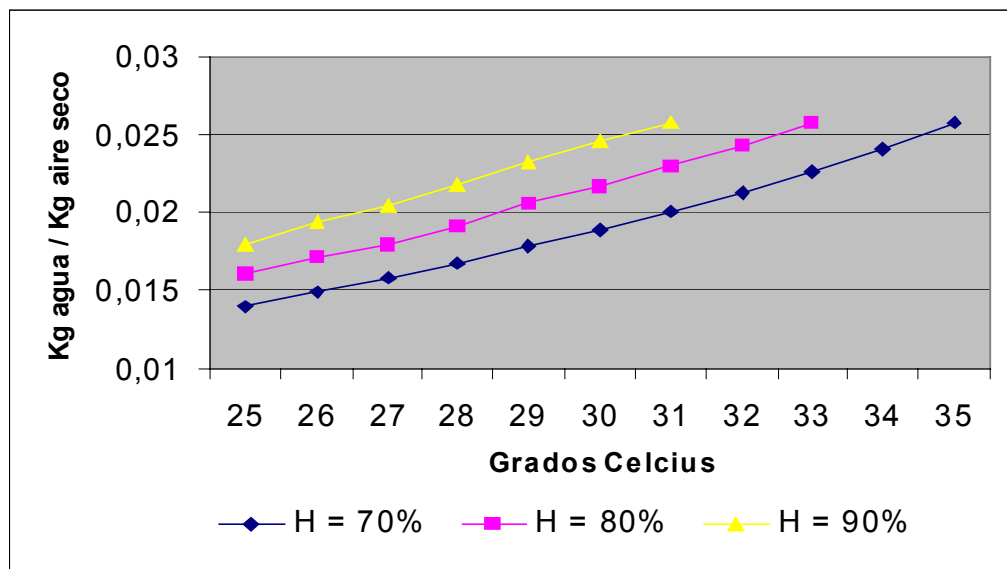


Fig.2.23 Región de la carta psicrométrica valida para los cálculo de la infiltraciones.

Las siguientes ecuaciones expresan la correlación lineal existente entre la Humedad específica y la temperatura exterior o del bulbo seco para diferentes valores de H .

$$W_e = 0,0012 T_e - 0,0154 \text{ para } H = 70\% \quad (2.11)$$

$$W_e = 0,0012 T_e - 0,0143 \text{ para } H = 80\% \quad (2.12)$$

$$W_e = 0,0013 T_e - 0,0144 \text{ para } H = 90\% \quad (2.13)$$

Luego estas expresiones se sustituye en 2.10, por ejemplo, sustituyendo con 2.11.

$$Q_{TINF} = (1,2V \inf(T_e - 24) + 2970V \inf(0,0012 T_e - 0,0247)) * LO \quad (2.14)$$

La cantidad de calor infiltrado se calcula sobre la base de la diferencia entre el espesor promedio existentes en las ranuras de las puertas de entrada y un espesor al cual se desea disminuir esta afectación y tomando un largo promedio de la misma. El análisis puede realizarse además independiente por cada local.

Después que se determina el calor total infiltrado se calcula la cantidad de energía eléctrica que se requiere para eliminar este calor. Para esto se tienen en cuenta la energía que se consume el Motor de Inducción para impulsar el caudal adicional de agua y la energía por trabajo de compresión en las enfriadoras.

$$E_{inf} = Q_{TINF} \frac{Q_{fancoil}}{\Phi_{fancoil}} \frac{P_{nmotor} 0,85}{Q_{nbomba}} + Q_{TINF} kWh / Ton \quad (2.15)$$

en la expresión anterior el término $Q_{TINF} \frac{Q_{fancoil}}{\Phi_{fancoil}}$ significa el caudal de agua adicional que

es necesario bombear para eliminar el calor infiltrado, que multiplicado por $\frac{P_{nmotor} 0,85}{Q_{nbomba}}$

permite obtener la energía necesaria para transportar esa agua. El término $Q_{TINF} kWh / Ton$ es la energía por trabajo de compresión para eliminar el calor infiltrado por la rendija en el enfriador. Si queremos obtener el costo de la energía que se pierde al no eliminar las perturbaciones es simplemente:

$$C_{inf/ dia} = E_{inf} 2,58\$ \quad (2.16)$$

2,58 es el costo de un kWh para los diferentes horarios del día(las 4 horas del horario pico a \$0,17 y las 20 horas del horario normal \$0,095)

Caudal, Energía y Costo para eliminar el calor adicional a través del aislante en mal estado de las redes.

Para situaciones normales de explotación del aislante(aislante en buen estado) la temperatura en la superficie del mismo es 3°C inferior a T_m (temperatura ambiente), por lo tanto para estas condiciones solo es necesario conocer T_m .

$$q_l = F_r E (T_m - T_{s1}) \pi D^2 + 3,52 D^2 {}^{0,75} (T_m - T_{s1})^{1,25} \quad (2.17)$$

Para los demás casos(aislante en mal estado), si necesita conocer con exactitud el diferencial de temperatura que se experimenta. Luego que se determina la diferencia entre el flujo de calor a través del aislante en mal estado y en buen estado, el resultado nos permite calcular el caudal necesario para eliminar esta perturbación.

Para determinar este caudal se toman las características de los fancoils que se encuentran en los locales en lo referente a las Kcal/h que eliminan y el caudal de agua necesario obteniéndose un resultado comparativo.

Para el cálculo de energía necesaria para eliminar esta perturbación se procede de igual forma que para el caso de la infiltración, tomando como base la información de uno de los fancoils disponible en la carga térmica que se analiza. Lo cual significa que esta perturbación es como si adicionaran más fancoils.

$$E_l = q_l \frac{Q_{fancoil}}{\Phi_{fancoil}} \frac{P_{motor} 0,85}{Q_{bomba}} + q_l kWh / Ton \quad (2.18)$$

al disponer de la energía podemos entonces cuantificar el costo de mantener trabajando el CSAF con aislantes en mal estado en las redes hidráulicas.

$$C_{l / dia} = E_l 2,58\$ \quad (2.19)$$

2.8 Procedimiento y algoritmo para la evaluación de los CSAF.

Estamos en condiciones de establecer un procedimiento que permitan evaluar las principales afectaciones presentes en los CSAF. De manera concreta existen pérdidas de naturaleza electroenergéticas asociadas al comportamiento de la red hidráulica y otras de carácter termoenergético derivadas del mal estado de aislamiento y de las infiltraciones en locales. Ambas afectaciones inciden directamente en el incremento del consumo de electricidad.

Evaluación electroenergética.

1. Toma de datos:

- Datos del conjunto motor bomba y se establecen las fronteras en cuanto a los parámetros máximos que se pueden manifestar.
- Esquema hidráulico con todos sus elementos, dimensiones y configuraciones.
- Informaciones del variador de velocidad en caso de estar instalado.
- Consignas de los parámetros de bombeo.
- Magnitudes hidráulicas.

2. Determinación de los resultados teóricos y en forma comparativa entre los principales indicadores de trabajo de los CSAF a caudal variable y a caudal constante, empleando la aplicación informática **Danfoss HVAC Toolbox II**.

- Tiempo de operación relativo.
- Horas de operación.
- Flujo relativo.
- Flujo absoluto.
- Presión de descarga.
- Eficiencia de la bomba
- Potencia
- Eficiencia del motor.

CAPITULO 2

- Eficiencia de la bomba.
- Energía.
- Comportamiento de los armónicos.
- Costos de operación y amortización.

3. Fase experimental:

- Medición de las diferentes magnitudes(caudal, potencia activa, presión de descarga de la bomba y velocidad, etc).
- Obtención del modelo matemático del trabajo de la bomba para las condiciones planteadas y ajuste del modelo.
- Determinación de las perdidas de carga tanto las fijas como las variables. Comparación para los dos métodos de regulación de caudal.
- Evaluación de la energía que se pierde por la utilización en las redes de materiales de bajas prestaciones.

Evaluación termoenergética.

1. Toma de datos.

- Datos del trabajo de compresión en las enfriadoras.
- Variables climáticas.
- Datos de correspondiente al aislamiento y las infiltraciones.
- Comportamiento de los índices ocupacionales.
- Otros datos complementarios(costo de la energía, tipo de huésped, etc).

2. Fase experimental

Infiltración por las rendijas de las puertas de entrada:

- Determinación del costo de la producción de frío(Coeficiente de efecto refrigerante, energía absorbida por la red por Ton de refrigerante).
- Mediciones de los espesor de la rendijas.
- Calculo del volumen de aire infiltrado.

- Costo de la energía para la producción de frío y transporte de agua fría en horario y pico y normal.
- Calculo de las infiltraciones para las reducciones de las rendijas planteadas
- Determinación de la energía y costo asociado a las pérdidas.
- Propuestas de mejoras con su análisis económico.

Perdidas debido al mal estado del aislamiento

- Selección del coeficiente de radiación(F_r) y de emisividad de las superficie del aislante(E).
- Mediciones de la temperatura circundante a las tuberías y en la temperatura en superficie del aislante.
- Calculo del calor que se infiltra a través del aislante a partir de la diferencia entre el aislamiento en buen estado y mal estado.
- Cuantificación de las pérdidas de energía y costo de las mismas.
- Propuestas de mejoras con su análisis económico.

Con todos los aspectos que se abordan en los epígrafes anteriores se representa a continuación un algoritmo que implica todos los pasos lógicos para evaluar un CSAF. Este algoritmo recoge la evaluación de los tres aspectos más importantes que inciden en el empleo racional de estos sistemas mencionados anteriormente.

Con este algoritmo, y las secuencias de pasos que implica, permiten al explotador, mediante cálculos sencillos determinar en cuanto se afecta su eficiencia energética con respecto a estas incidencias.

Queda abierta la posibilidad, de que los procedimientos descritos y empleados en este trabajo, puedan ser llevados a códigos de programas lográndose una aplicación informática. El software ayudaría en la toma de decisiones y a cuantificar de forma rápida y exacta las pérdidas o posibilidades de ahorros.

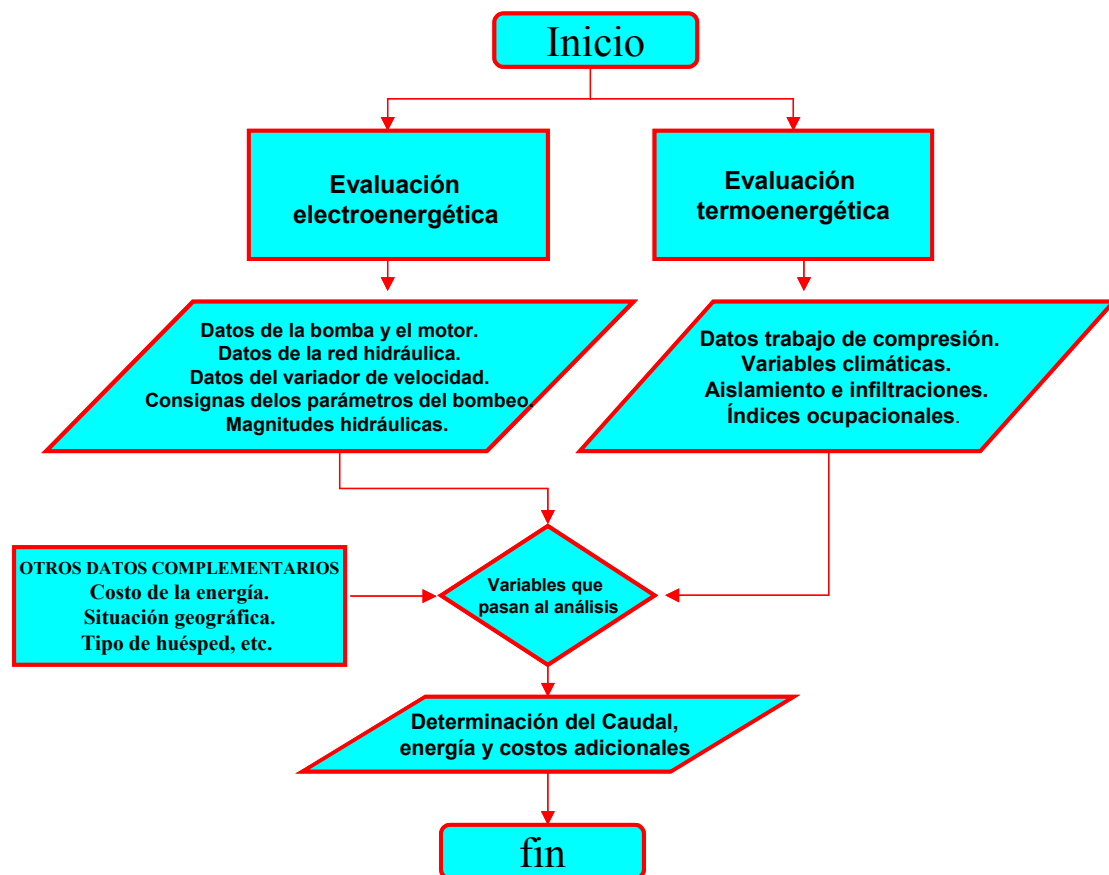


Fig.2.24 Algoritmo para la evaluación de los CSAF.

CAPITULO 3

VALORACION TECNICO, ECONOMICA Y MEDIO AMBIENTAL.

- **Introducción.**
- **Valoración técnica.**
- **Valoración económica.**
- **Valoración ambiental.**

No importa cuántos digan que no se puede hacer o cuanta gente lo
haya intentado antes; lo importante es darse cuenta de que lo que
sea que estas haciendo, es tu primer intento

Wally Amos

3.1 INTRODUCCION

La valoración técnico - económica es una parte fundamental de todo proyecto, debido a que es precisamente el parámetro más importante y el que brinda la posibilidad de justificar las inversiones para establecer las mejoras. Es intención de este capítulo dar a conocer los ahorros relacionados con la implementación de los variadores de velocidad y el tiempo de recuperación de esta inversión en cuatro de los hoteles del polo turístico de la provincia Holguín, de los que se posee la información técnica necesaria. También se analizan los ahorros relacionados con el mejoramiento del aislamiento de las redes de tuberías. Además los que se pueden producir cuando se emplean en las redes tuberías de PVC con respecto a otro tipo de material y otra posibilidad en disminuir los costos de operaciones, relacionada con la disminución de la infiltración del aire exterior a las habitaciones.

3.2 Valoración técnica

En este trabajo de diploma se recogen un conjunto de detalles técnicos que permiten la interrelación de toda la información necesaria para la evaluación de los circuitos secundarios de agua fría en hoteles desde el punto de vista energético.

Todos estos aspectos tienen relación directa con el consumo de energía eléctrica, lo cual se refleja de manera directa, fundamentalmente en el motor de inducción que acciona la bomba centrífuga y en el trabajo de compresión en las enfriadoras. Se ofrecen además todo el detalle de los cálculos necesarios para cuantificar las pérdidas, además se muestran cuales son y como tomar los datos necesarios del objeto.

Se detallan los elementos a tener en cuenta en cada parte componente de los CSAF, tomando como base un caso de estudio.

El sistema de los CSAF fue el objeto escogido porque siguiendo los principios para el empleo de los variadores de velocidad se demuestra esta posibilidad. En primer lugar la ocupación o empleo de la carga térmica es muy variable tanto en épocas del año como en horarios del día y la utilización de este circuito comprende los 365 días del año. Queda demostrado que la ocupación de locales es un factor determinante en la variación de la velocidad del motor y de hecho se adapta el fluido a las necesidades de

confort y a los cambios que experimenta la red hidráulica.

Se considera que los explotadores de las instalaciones turísticas en colaboración con los inversionistas y otra entidades deben introducir de manera más agresiva la innovación tecnológica en los hoteles ya que existen equipamientos accesibles en el mercado que posibilitan un retorno rápido de las inversiones y un trabajo mas eficiente de las instalaciones de climatización sin disminuirla calidad de los servicios.

A continuación reflejamos un conjunto de medidas que tienen efectos económicos apreciables y que se han podido justificar con los cálculos correspondientes.

3.3 Valoración Económica

En primer lugar se quiere destacar a manera de ejemplo la influencia de los CSAF en el consumo general de energía eléctrica de un hotel y que ahorros implicaría el empleo de los variadores de velocidad. El hotel de referencia es Playa Costa Verde. Luego de realizar un diagnóstico energético se demostró que el consumo de energía eléctrica por concepto de climatización representa como promedio el **64%** del total. Los 2 bloques técnicos en los cuales está instalado el equipamiento de la climatización poseen una misma potencia instalada de **231,5 kW** cada uno. No obstante el régimen de explotación es distinto, dado a las características de las cargas térmicas. Todo el equipamiento de la climatización se alimentan del ramal principal PGDN1(Pizarra General de Distribución Normal # 1), este ramal tiene como característica que se alimenta directamente de una de las dos líneas de entrada al hotel por intermedio de un transformador de **1250 kVA**.

Bloque técnico # 1: Consume como promedio 182 kW y 230 kVA, con un factor de potencia de 0.78, representa el 35,4% del consumo general y el 48% del consumo promedio de la PGDN1-460V.

Bloque técnico # 2: Consume como promedio 153 kW y 187 kVA, con un factor de potencia de 0.82, representa el 28,8% del consumo general y el 39,6% del consumo promedio de la PGDN1-460V.

CAPITULO 3

El bombeo de agua de la climatización realizada a través de los CSAF, poseen en su conjunto 6 bombas de 15 kWh de las cuales 2 son reservas, es decir que permanentemente se encuentran conectadas 4 bombas sin regulación del caudal que al sumar los consumos promedios indican unos **52 kW** independientemente de la ocupación la cual promedia en un **50%**.

El hotel consume como promedio diario **523 kW.h**, el ahorro de unos **26 kW.h** mediante la regulación electrónica empleando los V.V en las bombas de los CSAF representan una disminución en el consumo de energía del hotel de un **5 %**

Cálculo del los importes de consumo de energía actuales.

$$52 \text{ kWh} * \$ 0.17 * 4 \text{ horas} = \$ 35,36 \text{ USD}$$

$$52 \text{ kWh} * \$ 0.095 * 20 \text{ horas} = \$ 98,80 \text{ USD}$$

En 24 horas el importe de la energía consumida por las bombas es de \$ 134,16 USD. Con el empleo de los V.V en los CSAF se pueden reducir los consumos hasta en un 50% lo cual representa los ahorros en kWh y en divisas aproximados siguientes.

Tabla 3.1 Ahorros e importe al aplicar VV en el Hotel Playa Costa Verde

Tiempo	Ahorro(kWh)	Importe(USD)
1 día	624	\$ 67,08
1 mes	18 720	\$2 232.00
1 año	227 760	\$27 156.00

El hotel consume como promedio diario **523 kW.h**, el ahorro de unos **26 kW.h** mediante la regulación electrónica empleando los V.V en las bombas de los CSAF representan una disminución en el consumo de energía del hotel de un **5 %**

Ahorros que se producen al emplear variadores de velocidad en cuatro hoteles del polo turístico de Holguín.

La existencia de variadores de velocidad en instalaciones turísticas demuestra las grandes potencialidades de ahorro de energía eléctrica y las bondades de este método de regulación para la prolongación de la vida útil de los sistemas en que se emplean.

CAPITULO 3

En esta sección se procede al análisis global del presupuesto que la compañía Gaviota S.A deberá disponer para implementar esta tecnología en los CSAF en 4 de sus hoteles. Los hoteles que se han tenido en cuenta son los que se describen en la tabla 1.1 del epígrafe 1.3.

- Número de habitaciones totales : **2 190**
- Potencia nominal de las bombas en funcionamiento en los CSAF: **306 kWh**

Teniendo en cuenta las potencias de los motores de cada CSAF de los hoteles y el costo de cada variador de velocidad compatible para c/u de estos motores, además el número de válvulas de dos vías y otros gastos adicionales para la implementación se debe de estimar un presupuesto total de **\$ 249 598,47 USD.**

Precio de los variadores de velocidad: Ver anexos. 19.

Precio de las válvulas de dos vías: **\$ 64.9 USD.**

Al hacer un estimado conservador de ahorros de un 40% de los consumos de energía de todos los CSAF lo cual es posible según la experiencia que se tiene internacionalmente en la aplicación de esta tecnología, y los resultados mostrados en este trabajo, entonces los cálculos económicos correspondientes serían:

El 40 % de **306 kWh** para un 85% del consumo total es de **104,04 kWh.**

Se ahorrarían como promedio diario:

$104,04 \text{ kWh} * \$0,095 \text{ USD} * 20 \text{ h} = \$ 197,68 \text{ USD}$

$104,04 \text{ kW h} * \$ 0,17 \text{ USD} * 4 \text{ h} = \$ 70,74 \text{ USD.}$

En un día completo se ahorrarían **\$ 268,42 USD** entre los cuatro hoteles.

Tabla 3.2 Ahorros al aplicar los V.V en 4 hoteles

Tiempo	Ahorros (kWh)	Ahorros (USD)
<i>Día</i>	2 496, 96	268, 42
<i>Mes</i>	74 908, 80	8 052, 60
<i>Año</i>	911 390, 40	97973,30

Cálculo de la amortización (Tiempo de recuperación de la inversión).

Variante 1. Incluyendo la compra de las válvulas de dos vías para los fancoils

Aplicando la ecuación para determinar el tiempo de recuperación de una inversión se tiene que:

$$T = n + \frac{C_{n+1}}{F_{nm+1}} \quad (3.1)$$

T :Tiempo de amortización en años.

n: año anterior a la amortización.

C_{n+1} : Flujo acumulado

F_{nm+1} : Flujo de entrada en cada año: ahorro por concepto de costo.

Utilizando los datos que se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 3.3 Ahorros e inversión necesaria.

Variante 1	Ahorro en kWh / Año	Ahorro en USD / año	Inversión
V.V.	911 390, 40	97973,30	249 598,47

Tabla 3.4 Datos para el análisis de recuperación de inversión variante 1.

Año	Cn	Fn	Residual
1	249 598,47	97973,30	151625,17
2	151625,17	97973,30	53651,87
3	53651,87	97973,30	- 44321,43

Sustituyendo los resultados de la tabla en la expresión 3.1 se obtiene:

$$T = 2 + 0,55 = \mathbf{2,55 \text{ Años.}}$$

Como se observa la recuperación de esta inversión es de aproximadamente 2 años 6 meses y 6 días .

Cálculo de la amortización (Tiempo de recuperación de la inversión).

Variante 2. Adaptando las válvulas de 3 vías de los fancoils a válvulas de 2 vías.

El número total de habitaciones es de 2 190, por lo que si adaptáramos las válvulas de tres vías existentes, a válvulas de 2 vías se ahorrarían, **\$ 142 131 USD** de la inversión total.

Aplicando los mismos criterio que para la variante uno se tiene que:

Tabla 3.5 Ahorros e inversión necesaria variante de inversión 2.

Variante	Ahorro en kW / Año	Ahorro en USD / Año	Inversión
V.V.	911 390, 40	97973,30	107467,47

Tabla 3.4 Datos para el análisis de recuperación de inversión variante 2.

Año	Cn	Fn	Residual
1	107 467,47	97973,30	9494,17
2	9494,17	97973,30	-88479,13

$$T = 1 + 0,1 = 1,1 \text{ Años.}$$

Como se observa la recuperación de esta inversión es de aproximadamente 1 año, 1mes y 20 días. Esto significa que esta variante es de aproximadamente 1 año y 4 meses menor que la variante 1.

Ahorros que se producen por la sustitución del aislamiento en mal estado.

El deterioro del aislamiento de las redes de tuberías de agua fría, aumentan el calor que se infiltra a través del aislamiento, que llega a formar parte del líquido que se transporta. Es muy importante que desde el montaje del aislamiento se tenga en cuenta el espesor económico a instalar, régimen ambiental al cual estará sometido y otros

CAPITULO 3

aspectos termoenergéticos.

La valoración económica de este aspecto se realiza tomando como base los 862,1 metros de tuberías pertenecientes a la zona habitacional que se analiza el caso de estudio del capítulo 2 . para este caso las tuberías son de cuatro pulgadas y constituye la red más larga con un total de 77 habitaciones.

Se determinó el calor infiltrado tanto para tuberías expuestas al intemperie como para las que viajan a través del interior de las edificaciones, arrojando los siguientes resultados:

Horario pico:

$$6,93 \text{ ton/h} \times 0,26 \text{ \$ ton/h} \times 4\text{h/día} \times 365 \text{ día/año} = \mathbf{2630 \text{ \$/año}}$$

Horario normal:

$$6,93 \text{ ton/h} \times 0,15 \text{ \$ ton/h} \times 20\text{h/día} \times 365 \text{ día/año} = \mathbf{7588,35 \text{ \$/año}}$$

$$\mathbf{\text{Ahorro Anual} = 10218,35 \text{ \$/año}}$$

Inversión en ARMAFLEX

Precio de armaflex incluyendo la mano de obra: 8,50 \$/metro

Costo total de la inversión

$$8,50 \text{ \$} \times 862,10 \text{ metros} = \mathbf{7327,85 \text{ \$}}$$

Determinando la amortización para esta inversión con la formulación correspondiente se obtiene un tiempo de **0,71 años**.

Ahorros debido a la disminución de la infiltración del aire exterior a través de las rendijas en la parte inferior de las puertas de entrada.

Como se puede apreciar en el epígrafe 2.3 al disminuir la abertura de rendijas a 3 mm en lugar de 9 mm el calor que no es necesario eliminar en el equipo de refrigeración por reducción de la filtración de aire exterior es de 8.62 ton/h.

Cuantificación del ahorro en dinero \$ en horario pico y normal.

CAPITULO 3

Horario pico:

$$8,62 \text{ ton/h} \times 0,26 \text{ \$ ton/h} = 2,24 \text{ \$/h} \times 4\text{h/día} \times 365 \text{ día/año} = \mathbf{3270,4 \text{ \$/año}}$$

Horario normal:

$$8,62 \text{ ton/h} \times 0,15 \text{ \$ ton/h} = 1,29 \text{ \$/h} \times 20\text{h/día} \times 365 \text{ día/año} = \mathbf{9417 \text{ \$/año}}$$

$$\mathbf{\text{Ahorro total}} = 12687,4 \text{ \$/año} \times 0,6 = \mathbf{7612,2 \text{ \$/año}}$$

0,6: Factor que tiene en cuenta el nivel ocupacional y la ocurrencia de esta afectación.

Precio de un barredor de puerta para eliminar las infiltraciones: **2,65 \$**

Para un total de 77 habitaciones: **204,05 \$**

Aplicando el mismo criterio para calcular la amortización y tomando como base que el costo de la instalación de los barredores de puerta para hermetizar las entradas de las habitaciones puede ser asumida por el departamento de servicios técnicos del hotel. El tiempo en que se recupera esta inversión es aproximadamente **1 mes**, si se contrata el trabajo por el hotel a un tercero el periodo de amortización se incrementaría a **3 meses**.

Ahorros que se producen cuando se usan tuberías de PVC y de hierro fundido.

Para determinar este parámetro se calculó las pérdidas de carga que se producen en los 862,1 metros de tuberías que llevan el agua hasta los patinejos y la retornan desde la salida de estos hasta las bombas. Empleando las ecuaciones que me permiten realizar estos cálculos, en el caso del PVC se utiliza un coeficiente de fricción para régimen turbulento y los parámetros del fluido, la rugosidad realiva, es pequeña. Arrojando una pérdida de **32,86 m** como se refleja en el epígrafe 2.5

Para el caso del hierro fundido el cual se encuentra presente en redes hidráulicas en otros hoteles fundamentalmente en los de más años de explotación, las pérdidas de carga debido a este tipo de material son mayores. Para el mismo caso en que se determinaron las pérdidas en la red de 862,1 metros nos dio como resultado una pérdida de **41,26** metros. La diferencia entre estos valores es de **8,4** metros.

Si deseamos conocer un aproximado del ahorro de energía eléctrica al utilizar tecnología de PVC y no de hierro fundido se toma como base el calculo de la potencia

CAPITULO 3

necesaria para una bomba de 42 m³/h y 60 m de altura y eficiencia de 0.8 (8,58 kW sin aplicar el coeficiente de reserva que es de 1,4). Si se disminuye esta altura en el valor de la diferencia de perdidas de carga (8,4 m), empleando estos materiales entonces la potencia de calculo es de 7,38 kW.

Esta diferencia entre las potencias, de unos **1.19 kW** es el ahorro que de forma permanente se produce al emplear PVC en ves de hierro fundido. Al realizar los cálculos para diferentes horarios se tiene que:

Horario pico:

$$1,19 \text{ kW} \times 0,17 \$ \times 4\text{h/dia} \times 365 \text{ dia/año} = \mathbf{295,36 \$/\text{año}}$$

Horario normal:

$$1,19 \text{ kW} \times 0,095 \$ \times 20 \text{ h/dia} \times 365 \text{ dia/año} = \mathbf{825,26 \$/\text{año}}$$

Ahorro total: 1120,60 \$/año

Debemos aclarar que estos ahorros son solo considerando la variación del coeficiente de fricción y para una determinada longitud de tuberías.

3.4 Valoración ambiental

El ahorro de energía eléctrica es solidario con la conservación del medio ambiente y la regulación electrónica de velocidad en motores.

Se puede comprobar con un sencillo cálculo que:

Un ahorro en 1 kWh en el eje del motor se supone 1.06 kWh de ahorro en el punto de acometida de la industria.

Entre la central eléctrica que genera la energía y el consumidor, existen tres redes básicas de transporte de la energía eléctrica.

- Red de transmisión(110-220) kV
- Red de subtransmisión alta tensión (33.4 y 13.8) kV
- Red de subtransmisión en media tensión(7.2 y 4.16) kV
- Red de distribución de baja tensión (220 y 110) kV

La red de distribución en media tensión es la que peor rendimiento tiene, aproximadamente un 96%. Las otras tienen un rendimiento medio más alto, del 98%. Al

CAPITULO 3

aplicar estos rendimientos a 1,06 kWh obtenemos que para obtener 1 kWh en el eje del motor es necesario generar 1.138 kWh en barras de central.

En las cuatro redes se pierde el 9% de la energía que sale de las plantas generadoras. Al aplicar este rendimiento a 1,09 kWh obtenemos que para obtener 1kwh en eje motor, es necesario generar 1,155 kWh en barras de la central.

El rendimiento medio de una central termoeléctrica convencional es aproximadamente del **40%**, lo que supone que **1,155 kW.h** en barras de Central necesitan **2.887 kWh** de energía primaria. La generación de las termoeléctricas convencionales representan el **81,1%** del total nacional.

Un kW.h ahorrado en eje de motor, cada día, durante un año, supone **1 054 kWh** anuales ahorrados en energía primaria, lo que supondría quemar más de **0,4 tn** de petróleo de mediana calidad. Si aplicamos esta misma consideración a la variante de inversión en la cual se incluye 4 hoteles para un ahorro de un 50% de la energía empleada en bombeo de los CSAF, equivalentes a 1 340 280 kWh entonces se dejaría de quemar unos **509 tn** de petróleo. Lo anterior significa que ahorrando esta cantidad de combustible se deja de liberar a la atmósfera un volumen de **CO₂** considerable, disminuyendo el efecto invernadero.

Es conveniente considerar las cifras absolutas de los fenómenos que modifican la concentración del más influyente de los gases de efecto invernadero, el CO₂.

Toneladas anuales de CO₂:

- La atmósfera y las plantas intercambian 120.000 millones.
- La atmósfera y los océanos 90.000 millones.
- Utilización de combustibles fósiles 6.000 millones.

La acción del hombre sólo contribuye en un 3% a los flujos naturales..

¿Cuántos de estos 6.000 millones de toneladas corresponden a la producción eléctrica y cuánta de esta producción eléctrica se utiliza en la climatización?

CAPITULO 3

Fenómenos naturales, como la circulación de los alisos del Pacífico “El Niño”, provocan reducciones drásticas, por la mayor absorción del CO₂ por los océanos, al reducir su temperatura, el mar, a consecuencia de la reducción de la vegetación, provocada por las sequías originadas por “El Niño”.

La quema y transporte de combustibles fósiles es otro elemento importante en el aumento del efecto invernadero. Hemos pasado de hablar y considerar un aumento de temperatura global del orden de 3°C (debido a la absorción de las estaciones meteorológicas antiguas por las ciudades) a unos modestos 0,7-1°C según las conclusiones del congreso meteorológico mundial de 1995.

Hasta que punto es importante la climatización en este calentamiento. En el consumo eléctrico de un edificio de usos, hay varios computos estadísticos, entre edificios de apartamentos, oficinas, hoteles, hospitales, etc. Los consumos de energía se distribuyen así:

- Climatización: 47%.
- Alumbrado: 32%.
- Otros servicios: 21%.

Luego, la climatización es casi el 50% del consumo energético de un edificio. Dentro del consumo energético de la instalación de climatización, la distribución del consumo entre producción, disipación y transferencia de calor varía con la potencia y el tipo de la instalación de alrededor de un 10% para las instalaciones de 100 kW, sobrepasa el 50% en las instalaciones con más de 2.500 kW.

El rendimiento de los equipos de climatización es importante, pero el tipo de instalación lo es aún más, cuando se pretenden reducir las emisiones del CO₂

CONCLUSIONES

1. Se puede reducir hasta en un 50% el consumo de energía eléctrica anual de un CSAF mediante el empleo de los variadores de velocidad, con su correcta implementación.
2. Con la explotación del CSAF caso de estudio, a flujo variable, por cada habitación no ocupada se reduce el caudal a transportar en $0,6 \text{ m}^3/\text{h}$, representando $0,15 \text{ kWh}$ y un 1 % de la potencia instalada para el bombeo. Para otros hoteles se debe referir el análisis al equipamiento existente.
3. Con la reducción de las rendijas de las puertas de entrada en las habitaciones en 6mm, por cada habitación se reduce el calor infiltrado en 333 Kcal/h y el consumo de energía en $0,3 \text{ kWh}$ como promedio, ahorrándose entre 8 y 10 CUC mensuales para ocupaciones entre 60 y 70 %.
4. La pérdidas de carga en las redes hidráulicas se reducen entre un 15 y 20 % cuando se sustituyen las tuberías, por plásticas o PVC. Esto representa un ahorro en potencia de bombeo de un 10% como promedio.
5. El mal estado del aislamiento de las tuberías de la red hidráulica de agua fría ocasiona ganancia de calor adicional en el fluido y como consecuencia aumenta el gasto energético en los equipos para garantizar los parámetros térmicos del agua y la impulsión del fluido. En las tuberías que viajan por las azoteas se gana 2 veces más calor que las que lo hacen en el interior del edificio.
6. Con las herramientas de cálculo que se presentan en este trabajo se puede evaluar el comportamiento energético de los CSAF de Climatización Centralizada, para la modificación de las condiciones de explotación, lográndose un uso más racional de la energía eléctrica y una reducción entre un 5 y 10% de la energía total que consumen los hoteles.

RECOMENDACIONES

1. Crear una simulación y modelación matemática en régimen dinámico de los CSAF que permitan evaluar los cambios que puedan experimentar las variables para un mayor número de perturbaciones y así facilitar aun m'as la toma de decisión en la explotación de estos sistemas.
2. Emplear las posibilidades de cálculo que brinda este trabajo, para evaluar los CSAF en cuantas instalaciones hoteleras sea posible, determinando los cambios a realizar que permitan mejorar la eficiencia energética.
3. Para mejorar aun más la explotación de los CSAF se debe optimizar el valor del set point de la presión de descarga de la bomba, atendiendo a las distintas estaciones climáticas y a los niveles ocupacionales en correspondencia con las temporadas.

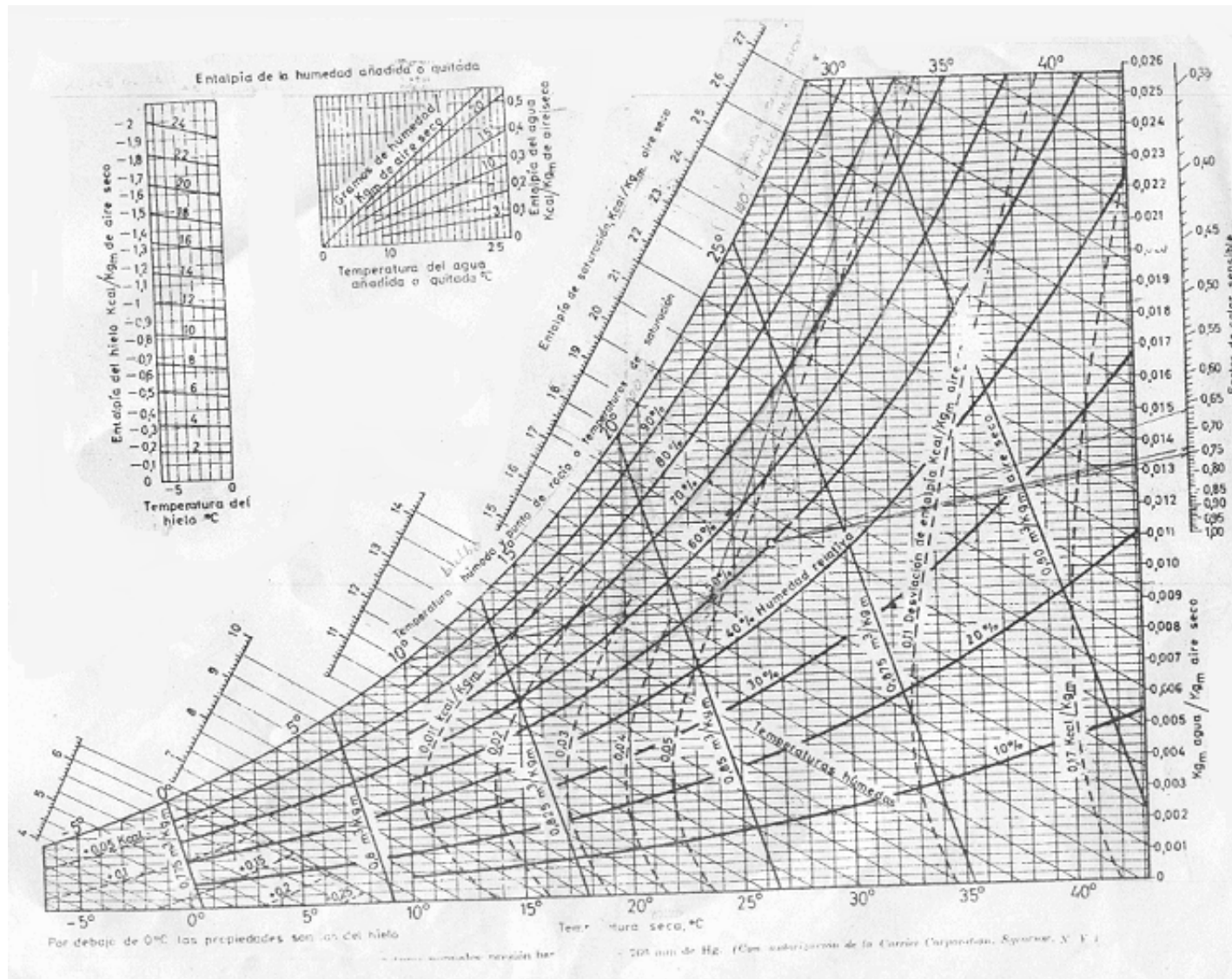
BIBLIOGRAFIA

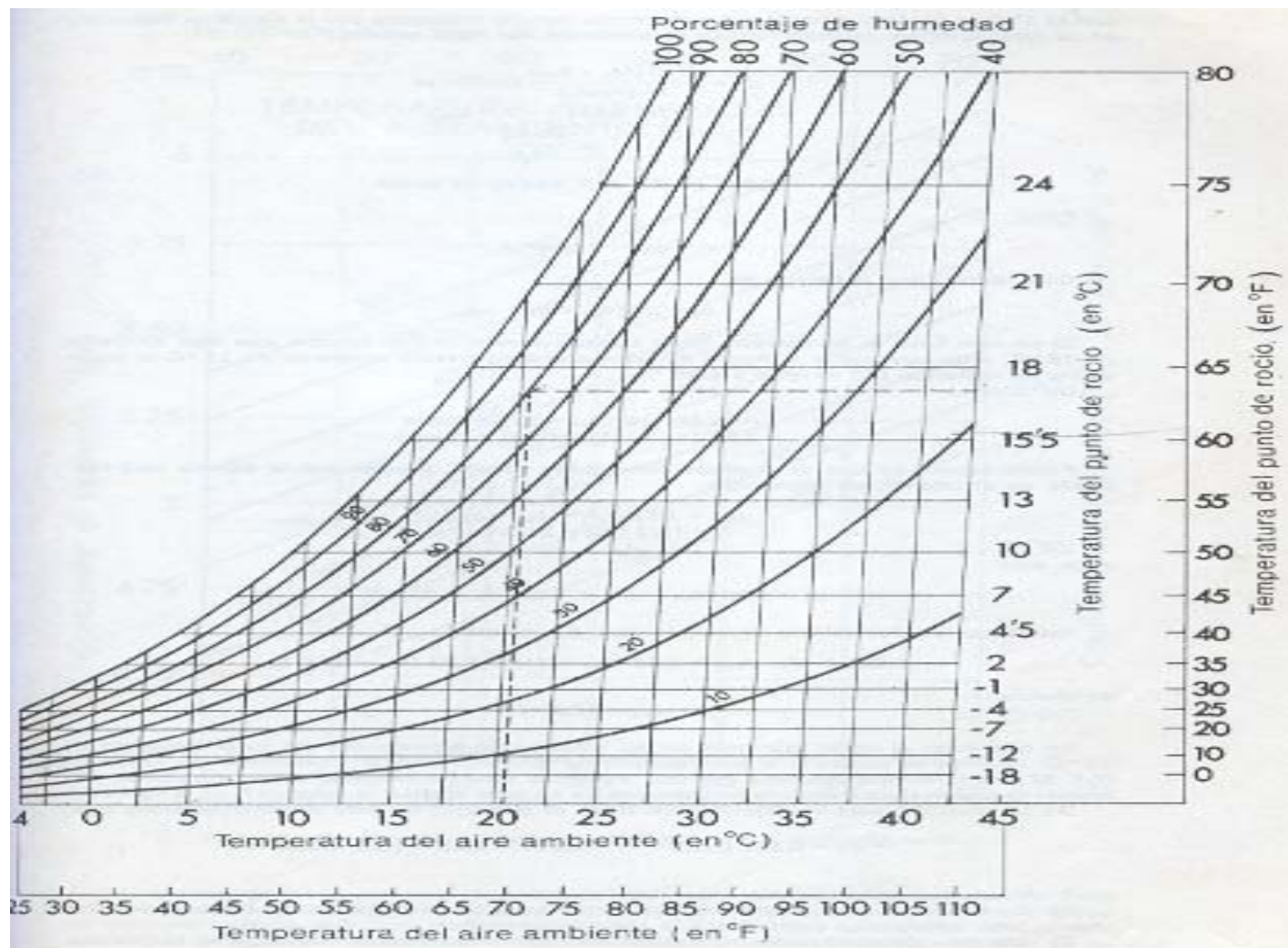
- ACOSTA MARRERO, G. *Sicrometría práctica del aire exterior*. La Habana: Editorial Científico Técnica, 1999. 126 p.
- AGUIRRE, C. *Ahorros de Energía en Sistemas HVAC de Hoteles mediante el uso de Variadores de Velocidad*, 2002[2003-10-20]
Disponible en: <http://www.conae.gob.mx/ahorro/escos.html#inicio>.
- *Aislamiento térmico de tuberías y depósitos: Manual técnico*. Barcelona: Editorial Labor, 1976. 208p.
- AROCA, A. Climatización y medio ambiente. . [2003-4-12]
Disponible en: <http://www.energuia.com>
- BEECKMANS, V; J. DE LARA. Optimización de la altura manométrica de la bomba y ahorro energético. [2003-3-3].
Disponible en: <http://www.energuia.com>.
- BLANCO LUCAS, I. Factores del comportamiento de habitantes del sector residencial y su incidencia en el consumo energético, 2002 [2004-4-12]
Disponible en: <http://www.unsj.edu.ar/arquitect/>
- BYCHKO, B. *Procesos químicos y termoenergéticos, dinámica y control*. La Habana: Editorial ENPES,1988.
- CALZADILLA GARCIA, O. Estudio del Sistema de Climatización Centralizado del hotel LTI Costa Verde Beach Resort. Reineris Montero(tutor).Trabajo de Diploma. Moa: ISMMM, 2002. 120h
- CANTILLA MARTÍNEZ, P. El almacenamiento de frío en edificios(I). [2005-5-3].
Disponible en: <http://www.energuia.com>
- CAMPOS AVELLA, J.; R. DORTA. *La eficiencia energética en la gestión empresarial*. Colombia :Editorial Contactos Mundiales. CEEMA, 2001.91p.
- CLARIDGE , D. A perspective on methods for analysis of measured energy data from commercial buildings, *ASME Journal of Solar Energy Engineering*: 97-103.
- ERBS, D.G ; S.A. KLEIN. Estimation of degree-days and ambient temperature bin data from monthly-average temperatures. *ASHRAE Journal* 25(6), 1983: 18-21
- *Econometría*. 2 ed.[s.l: s.n, s.a] . 597p.

- FERRÁN, A. *Energy Management in Hotels and Implanting Environmental Labels*. Spain: ICAEN, 2002.
- FERNÁNDEZ CASAL, A. La refrigeración urbana centralizada: Nueva aplicación de la acumulación de frío. [2003-2-26]
Disponible en: <http://www.energuia.com>
- FERNANDO, J. Sistemas de almacenamiento de hielo. [2003-5-10]
Disponible en: <http://www.energuia.com>
- FEODOROV, A. A.; E. RODRÍGUEZ LÓPEZ. *Suministro Eléctrico de Empresas industriales*. La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1980. 341p.
- GONZÁLEZ GARCÍA, J.M. Sistema de gestión integrada de servicio energético. *Gestión de hoteles*. Sep - Octubre, 1999: 7-14.
- GUARDINO, X; M.J. BERENGUER; A. HERNÁNDEZ. Calidad del aire interior: Aspectos generales. [2004-2-10].
Disponible en: <http://www.energuia.com>
- HERNÁNDEZ HERRERA, P. A.; P.P. RECIO MOLINA. *Geografía 4*. 10º grado. La Habana : Editorial Pueblo y Educación, 2004: 81-83.
- KARASSIK, I; R. CARTER. *Bombas Centrífugas. Selección, Operación y Mantenimiento*. La Habana: Instituto Cubano del Libro, 1985. 2 Tomos.
- KRUSKA, M. Energía y medio ambiente. [2003-12-5]
Disponible en: <http://www.men.go.pe/pae/ref/>.
- LACHAL, B.; W.U. WEBER. *Simplified methods for the thermal analysis of multifamily and administrative buildings*. ASHRAE, 1992.
- LEHMAN, H. ; S. VALDIVIA. Economía energética internacional, 1999 [2002-12-15].
Disponible en: <http://www.eia.doe.gov/emeu/iea/overview.html>
- LOOPER, J. Contratos de desempeño. [en línea].
Disponible en: <http://www.conae.gob.mx/ahorro/escos.html>.
- LLANOS B., M. Seminario Internacional sobre políticas Energéticas. [2002-12-15]
Disponible en: <http://fce.unal.edu.co/oce/publicaciones/ponencias.htm>
- MONTEAGUDO, J. *Implementación de TGTEE en el Hotel Unión*. Osmel Cabrera Gorrión (tutor). Trabajo de Diploma. Santi Spiritus, CUSS, 2002. 50p.
- MONTERO LAURENCIO, R.;[et]. *Diagnóstico Energético Hotel Playa Pesquero*. Grupo de Eficiencia Energética de Moa, ISMMM, 2003. 79p.

- MORERA HERNÁNDEZ, M. *Accionamiento Eléctrico Automatizado II*.
La Habana: Pueblo y Educación, 1988.208 p.
- Oficina Nacional de Estadísticas. Anuario estadístico de Cuba, 2000. [CD].
La Habana: Oficina Nacional de Estadísticas, 2001.
- PELÁEZ, O. Climatización con hielo. *Granma*, 2003, [2003-7-18].
- POLAINA DE LOS SANTOS. L; et al. *Instalaciones de climatización*.
La Habana. Edición Revolucionaria, 1987. 272p.
- PUENTES ESTEBAN, E. El ahorro energético en la climatización de edificios.[2004-1-5].
Disponible en: <http://www.energuia.com>
- PUPO GONZALEZ, J; E. GONZÁLEZ RODRÍGUEZ. *Análisis de regresión y series cronológicas*. , La Habana: Editorial Félix Varela, 2001: 199 – 212.
- RAMOS NIEMBRO, G. Variables que influyen en el consumo de energía eléctrica.
Boletín. Enero-Febrero, 1999: 11-17.
- REY MARTÍNEZ, R.; J. CARDENAL PÉREZ. Calidad del aire interior y ahorro de energía en locales de oficinas climatizadas. [2003-4-15]
Disponible en: <http://www.energuia.com>
- SMOLENSKI, A.V. *Máquinas Eléctricas*. Moscú: Editorial Mir, 1988.T. III.
- STOECKER, W.F. *Refrigeración y Acondicionamiento de aire*. Madrid:
Ediciones El Castillo, 1996. 305p.
- Trave and Turrism Analyst, No. 2. *El peligro de estancamiento del producto turístico del sol y playa*, 1997.
- VEGAS ESPINOSA, Y. *Eficiencia Frecuencia en Accionamiento con Bombas Centrífugas*. Rojas Puron (tutor) Trabajo de Diploma. Moa: ISMMM, 2000.78 h.
- VOLDEK, A. I. *Maquinas Eléctricas*. La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1974. Tomo II

Anexo.1 Carta psicrométrica

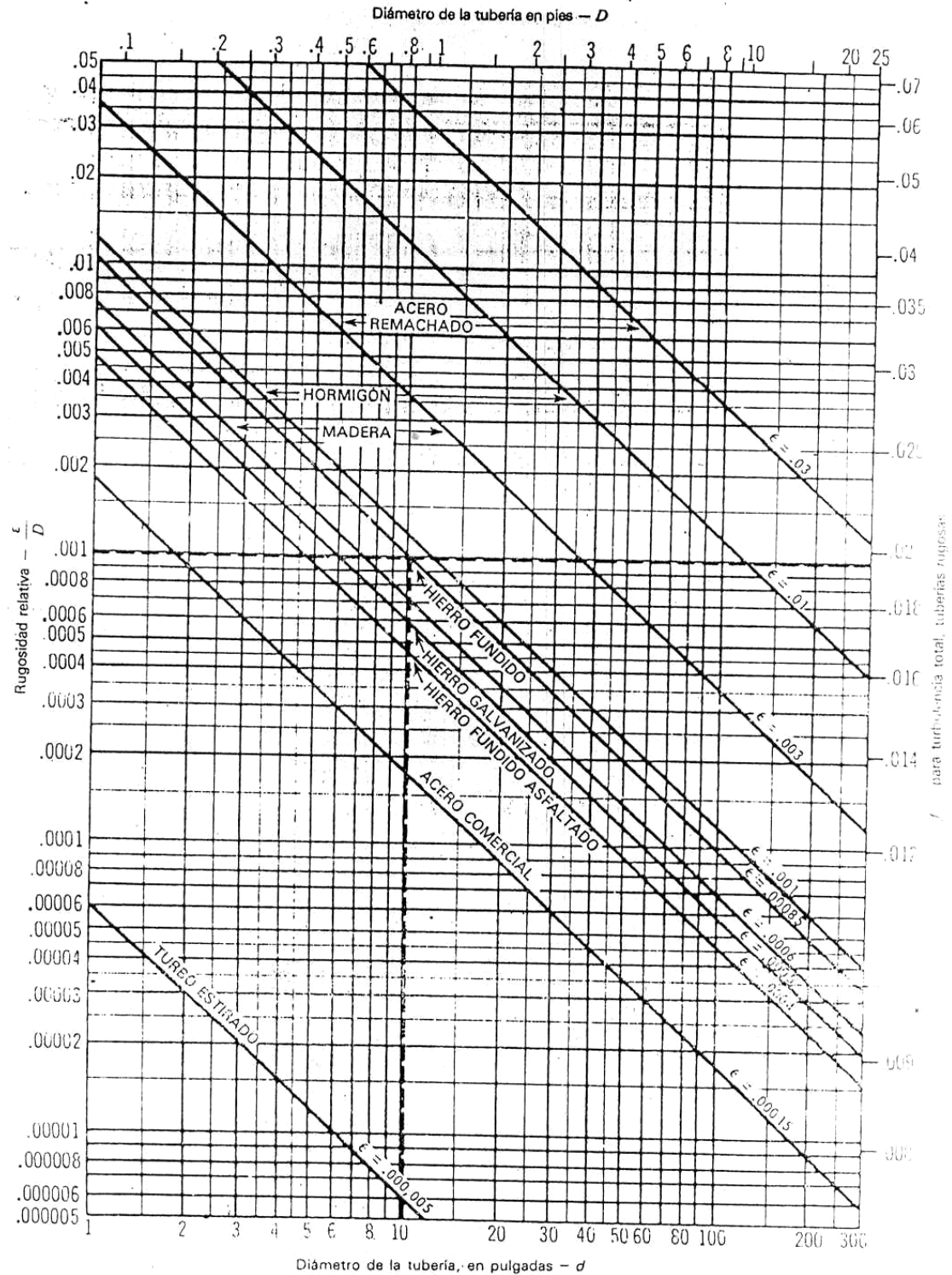




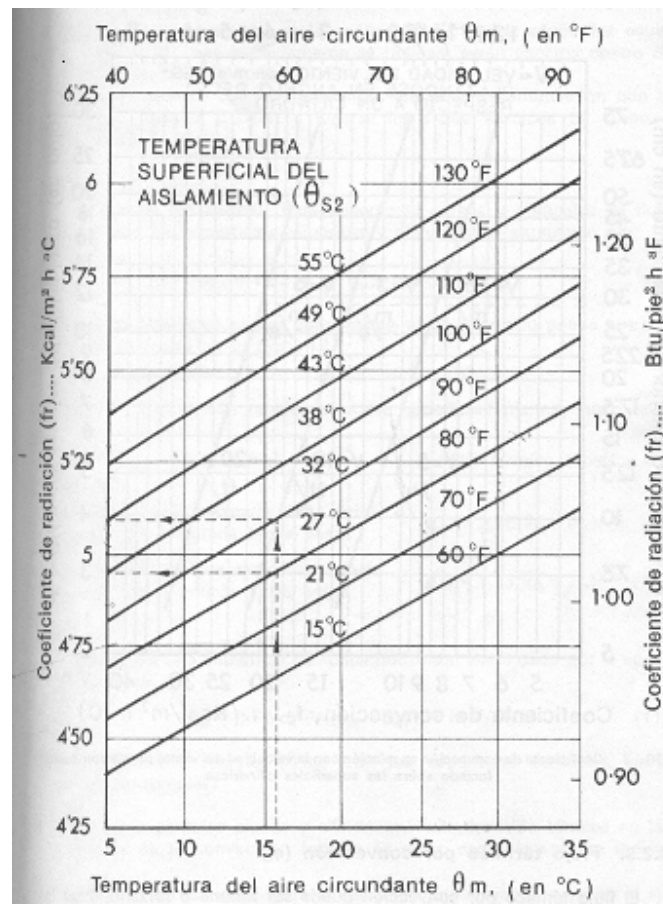
Anexo.2 Volumen de aire infiltrado por las puertas

Tipo de puerta y ancho de rendija	$m^3/(s \cdot m)$ lineal de rendija				
	Velocidad del viento (m/s)				
	2,2	4,4	6,6	8,9	11,2
Puerta de vidrio					
Rendija 3 mm	$5 \cdot 10^{-3}$	$9,9 \cdot 10^{-3}$	$15,1 \cdot 10^{-3}$	$20,1 \cdot 10^{-3}$	$24,7 \cdot 10^{-3}$
Rendija 5 mm	$7,4 \cdot 10^{-3}$	$15,4 \cdot 10^{-3}$	$21,6 \cdot 10^{-3}$	$30,9 \cdot 10^{-3}$	$37,2 \cdot 10^{-3}$
Rendija 6,5 mm	$9,9 \cdot 10^{-3}$	$20 \cdot 10^{-3}$	$29,4 \cdot 10^{-3}$	$40,3 \cdot 10^{-3}$	$40,3 \cdot 10^{-3}$
Puerta madera o cristal					
Con junta	$7 \cdot 10^{-4}$	$9,2 \cdot 10^{-4}$	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^{-3}$	$2,6 \cdot 10^{-3}$
Sin junta					
Inst. media	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$1,8 \cdot 10^{-3}$	$2,8 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$
inst. mediocre	$1,4 \cdot 10^{-3}$	$3,5 \cdot 10^{-3}$	$5,7 \cdot 10^{-3}$	$8 \cdot 10^{-3}$	$10,2 \cdot 10^{-3}$
Puerta de fábrica					
Rendija 3 mm	$4,9 \cdot 10^{-3}$	$9,8 \cdot 10^{-3}$	$15,1 \cdot 10^{-3}$	$20 \cdot 10^{-3}$	$24,7 \cdot 10^{-3}$

ANEXO 3: Rugosidad relativa de los materiales de las tuberías y factor de fricción para flujo en régimen de turbulencia total.



Anexo.4 : Coeficiente de radiación (Fr) y Coeficiente de Emisividad de las distintas superficies del aislamiento (E).



Superficie	Emisividad E (a 10 °C → 38 °C)	Absorbibilidad (para la radiación solar)
Pintura de aluminio	0,40-0,60	0,30-0,50
Asbestocemento	0,85-0,95	0,65-0,80
Negro, no metálico	0,90-0,90	0,85-0,98
Acero galvanizado	0,20-0,30	0,40-0,65
Aluminio oxidado	0,20-0,30	0,40-0,65
Aluminio pulido	0,02-0,04	0,10-0,40
Pintura blanca	0,89-0,97	0,12-0,18
(El resto de pinturas)	0,74-0,96	0,50-0,74

ANEXO 5: Mediciones de los diferentes tramos de tuberías hasta llegar a los patinejos.

Tramo	Longitud m	Horizontal	Vertical	Codos grados	Horizontal	Vertical	Tee	Patinejos
1	0,60	*		90		*		
2	2,35		*	90		*		
3	1,00	*		90	*			
4	8,60	*		90	*			
5	29,00	*		90	*			
6	47,00	*		45	*			
7	6,60	*		45	*			
8	5,50	*		90	*			
9	2,10	*		90	*			
10	0,80	*		90		*		
11	11,80		*	90		*		
12	6,00	*		90	*			
13	1,00	*		90	*			
14	1,00	*		90	*			
15	3,80	*		90	*			
16	9,20	*		90	*			
17	1,50	*		90	*			
18	0,70	*		90	*			
19	1,50	*		90	*			
20	0,20	*		90		*		
21	0,10		*	90		*		
22	25,80	*		90	*			
23	1,60	*		90		*		
24	0,20		*	90		*		
25	0,60	*		90	*			
26	12,80	*		90	*			
27	1,70	*		90	*			
28	9,00	*		90	*			
29	1,60	*		90	*			
30	11,40	*		90		*		
31	0,20		*	90		*		
32	3,20	*		90	*			
33	23,00	*		90	*			
34	14,60	*		45	*			
35	2,30	*		45	*			
36	9,70	*		90	*			
37	20,00	*		90	*			
38	2,80	*		90	*			
39	0,30	*		90		*		
40	2,80		*	90		*		
41	21,00	*		90		*		
42	0,10		*	90		*		
43	1,20	*		90		*		
44	32,50	*		90	*			

Mediciones de los diferentes tramos de tuberías hasta llegar a los patinejos.

Tramo	Longitud m	Horizontal	Vertical	Codos grados	Horizontal	Vertical	Tee	Patinejos
45	8,50	*					*	P1
46	8,00	*					*	P2
47	7,70	*					*	P3
48	7,70	*					*	P4
49	7,80	*					*	P5
50	3,80	*					*	P6
51	7,60	*					*	P7
52	1,10	*		90	*			
53	0,60	*		90	*			
54	0,50	*					*	P8
55	7,40	*					*	P9
56	3,60	*					*	P10
57	8,40	*					*	P11
58	4,30	*					*	P12
59	7,70	*					*	P13
60	7,60	*					*	P14

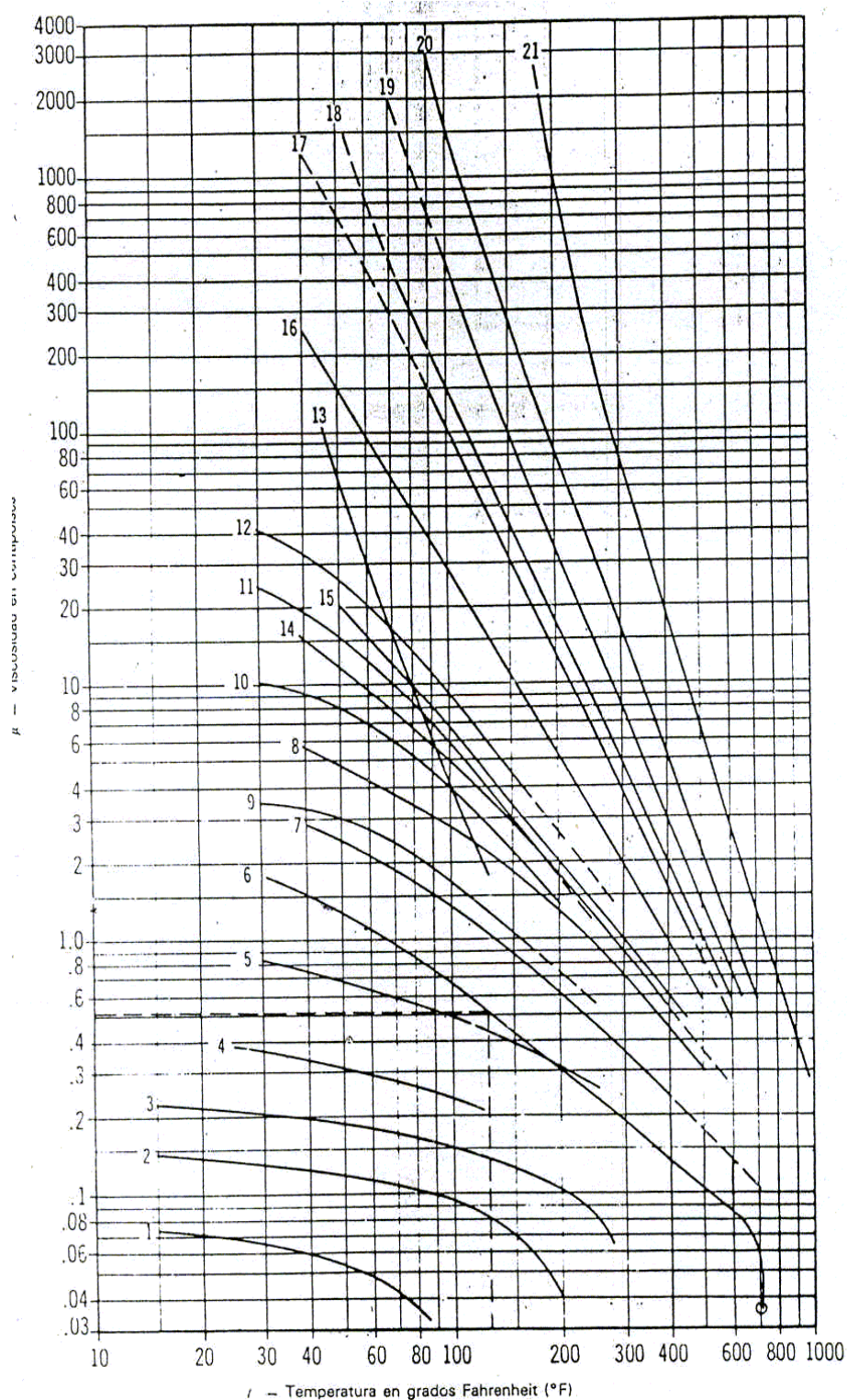
ANEXO 6: Propiedades físicas del agua expresada la temperatura en grados Celsius.

Temperatura del agua.	Presión de Saturación.	Volumen específico.	Densidad
t	p'	V x 10 ³	ρ
Grados centígrados.	Bar absoluto.	Decímetros cúbicos por kilogramo	Kilogramos por metros cúbicos.
0.01	0.006112	1.0002	999.8
5	0.008719	1.0001	999.9
10	0.012271	1.0003	999.7
15	0.017041	1.0010	999.0
20	0.023368	1.0018	998.2
25	0.031663	1.0030	997.0
30	0.042418	1.0044	995.6
35	0.056217	1.0060	994.0
40	0.073750	1.0079	992.2
45	0.09582	1.0099	990.2
50	0.12335	1.0121	988.0
55	0.15740	1.0145	985.7
60	0.19919	1.0171	983.2
65	0.25008	1.0199	980.5
70	0.31160	1.0228	977.7
75	0.38547	1.0258	974.8
80	0.47359	1.0290	971.8
85	0.57803	1.0324	968.6
90	0.70109	1.0359	965.3
95	0.84526	1.0396	961.9
100	1.01325	1.0435	958.3
110	1.4326	1.0515	951.0
120	1.9853	1.0603	943.1
130	2.7012	1.0697	934.8
140	3.6136	1.0798	926.1
150	4.7597	1.0906	916.9
160	6.1805	1.1021	907.4
170	7.9203	1.1144	897.3
180	10.0271	1.1275	886.9

ANEXO 7: Propiedades físicas del agua expresada la temperatura en grados fahrenheit.

Temperatura del agua.	Presión de Saturación.	Volumen específico.	Densidad.	Peso.
t	p'	$\bar{v}$	ρ	
Grados Fahrenheit.	Lb / pulg ² abs.	Pie ³ / lb.	lb / Pie ³ .	Libras / galón
32	0.08859	0.016022	62.414	8.3436
40	0.12163	0.016019	62.426	8.3451
50	0.17796	0.016023	62.410	8.3430
60	0.25611	0.016033	62.371	8.3378
70	0.36262	0.016050	62.305	8.3290
80	0.50683	0.016072	62.220	8.3176
90	0.69813	0.016099	62.116	8.3037
100	0.94924	0.016130	61.996	8.2877
110	1.2750	0.016165	61.862	8.2698
120	1.6927	0.016204	61.7132	8.2498
130	2.2230	0.016247	61.550	8.2280
140	2.8892	0.016293	61.376	8.2048
150	3.7184	0.016343	61.188	8.1797
160	4.7414	0.016395	60.994	8.1537
170	5.9926	0.016451	60.787	8.1260
180	7.5110	0.016510	60.569	8.0969
190	9.340	0.016572	60.343	8.0667
200	11.526	0.016637	60.107	8.0351
210	14.123	0.016705	59.862	8.0024
212	14.669	0.016719	59.812	7.9957
220	17.186	0.016775	59.613	7.9690
240	24.968	0.016926	59.081	7.8979
260	35.427	0.017086	58.517	7.8226
280	49.200	0.017264	57.924	7.7433
300	67.005	0.01745	57.307	7.6608
350	134.604	0.01799	55.586	7.4308
400	247.259	0.01864	53.648	7.1717
450	422.55	0.01943	51.467	6.8801
500	680.86	0.02043	48.948	6.5433

ANEXO 8: Viscosidad del agua y líquidos derivados del petróleo.



Anexo.9: Mediciones para evaluar las ecuaciones de proporcionalidad.

Día	Hora	W 1	W 2	W Total	P(kW)	f(Hz)	Q (m3/h)	P(bar)	f (rpm)
5/15/2004	13:24	93.84	95.75	189.59	0.19	6	1.95	4.4	352
5/15/2004	13:25	237.80	242.65	480.45	0.48	7	2.41	4.5	410
5/15/2004	13:26	315.84	322.29	638.13	0.64	8	3.07	4.4	469
5/15/2004	13:27	340.33	347.28	687.61	0.69	9	3.13	4.4	527
5/15/2004	13:28	401.44	409.63	811.07	0.81	10	3.63	4.4	586
5/15/2004	13:29	444.69	453.77	898.46	0.90	11	3.87	4.5	644
5/15/2004	13:30	476.74	486.47	963.21	0.96	12	4.20	4.5	703
5/15/2004	13:31	541.97	553.03	1095	1.10	13	4.61	4.5	762
5/15/2004	13:32	582.25	594.13	1176.38	1.18	14	5.07	4.5	820
5/15/2004	13:33	588.66	600.67	1189.33	1.19	15	5.48	4.6	879
5/15/2004	13:34	640.16	653.22	1293.38	1.29	16	5.80	4.6	937
5/15/2004	13:35	741.09	756.21	1497.3	1.50	17	6.19	4.7	996
5/15/2004	13:36	772.90	788.67	1561.57	1.56	18	6.40	4.7	1055
5/15/2004	13:37	783.66	799.65	1583.31	1.58	19	6.91	4.8	1113
5/15/2004	13:38	954.39	973.87	1928.26	1.93	20	6.97	4.9	1172
5/15/2004	13:39	966.53	986.25	1952.78	1.95	21	7.58	4.9	1230
5/15/2004	13:40	1077.76	1099.8	2177.51	2.18	22	7.84	5	1289
5/15/2004	13:41	1128.56	1151.6	2280.15	2.28	23	8.30	5.1	1347
5/15/2004	13:42	1299.07	1325.6	2624.65	2.62	24	8.53	5.2	1406
5/15/2004	13:43	1399.31	1427.9	2827.18	2.83	25	8.99	5.3	1465
5/15/2004	13:44	1506.65	1537.4	3044.05	3.04	26	9.42	5.4	1523
5/15/2004	13:45	1507.57	1538.3	3045.91	3.05	27	9.78	5.4	1582
5/15/2004	13:46	1589.05	1621.5	3210.53	3.21	28	9.99	5.5	1640
5/15/2004	13:47	1825.24	1862.5	3687.73	3.69	29	10.35	5.6	1699
5/15/2004	13:48	2260.78	2306.9	4567.7	4.57	30	10.85	5.7	1758
5/15/2004	13:49	2441.82	2491.7	4933.47	4.93	31	11.06	5.8	1816
5/15/2004	13:50	2511.86	2563.1	5074.98	5.07	32	11.44	5.9	1875
5/15/2004	13:51	1997.36	2038.1	4035.48	4.04	33	11.88	6	1933
5/15/2004	13:52	1858.88	1896.8	3755.7	3.76	34	12.22	6.1	1992

Anexo 10: Tabla del análisis de regresión para el modelo de la ecuación de proporcionalidad entre la frecuencia y la potencia activa de la bomba centrífuga del CSAF caso de estudio (todos los coeficientes).

Resumen

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coeficiente de correlación múltiple	0,969057638
Coeficiente de determinación R ²	0,939072705
R ² ajustado	0,93176143
Error típico	0,365350917
Observaciones	29

ANÁLISIS DE VARIANZA

	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de los cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>
Regresión	3	51,43369627	17,14456542	128,44171	2,57715E-15
Residuos	25	3,337032312	0,133481292		
Total	28	54,77072858			

	<i>Coeficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Inferior 95%</i>	<i>Superior 95%</i>
Intercepción	0,898961826	0,906545735	0,991634278	0,3308774	-0,968102758	2,76602641
f ²	3,5111E-06	2,61416E-06	1,343110437	0,19130323	-1,87285E-06	8,89506E-06
f ³	-7,34376E-10	7,38251E-10	-0,994751103	0,32938864	-2,25483E-09	7,86079E-10
f (rpm)	-0,002203252	0,002824194	-0,780134559	0,44263568	-0,008019785	0,003613282

Anexo 11: Tabla del análisis de regresión para el modelo de la ecuación de proporcionalidad entre la frecuencia y la potencia activa de la bomba centrífuga del CSAF caso de estudio.

Resumen

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coefficiente de correlación múltiple	0,968292036
Coefficiente de determinación R ²	0,937589467
R ² ajustado	0,932788657
Error típico	0,362590591
Observaciones	29

ANÁLISIS DE VARIANZA

	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de los cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>
Regresión	2	51,35245823	25,67622912	195,2981737	2,17948E-16
Residuos	26	3,418270352	0,131471937		
Total	28	54,77072858			

	<i>Coefficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Inferior 95%</i>	<i>Superior 95%</i>
Intercepción	0,207438855	0,188547849	1,100192104	0,281330871	-0,180127054	0,595004763
f ²	1,49541E-06	3,94427E-07	3,79135309	0,000803683	6,84656E-07	2,30617E-06
f ³	-1,79346E-10	1,9561E-10	-0,916857137	0,367644256	-5,81428E-10	2,22736E-10

Anexo 12: Continuación del análisis de regresión del modelo de las ecuaciones de proporcionalidad entre la frecuencia y la potencia activa de la bomba centrífuga del CSAF caso de estudio.

Resumen

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coefficiente de correlación múltiple	0,967249514
Coefficiente de determinación R ²	0,935571622
R ² ajustado	0,933185386
Error típico	0,361518875
Observaciones	29

ANÁLISIS DE VARIANZA

	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de los cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>
Regresión	1	51,24193937	51,24193937	392,069993	1,31285E-17
Residuos	27	3,528789213	0,130695897		
Total	28	54,77072858			

	<i>Coefficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Inferior 95%</i>	<i>Superior 95%</i>
Intercepción	0,344589635	0,114437649	3,011156185	0,0055906	0,109783132	0,579396139
f ²	1,13766E-06	5,74554E-08	19,80075739	1,3129E-17	1,01977E-06	1,25555E-06

Anexo 13: Continuación del análisis de regresión del modelo de las ecuaciones de proporcionalidad entre la frecuencia y la potencia activa de la bomba centrífuga del CSAF caso de estudio.

Resumen

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coefficiente de correlación múltiple	0,966786597
Coefficiente de determinación R ²	0,934676324
R ² ajustado	0,929651426
Error típico	0,37095642
Observaciones	29

ANÁLISIS DE VARIANZA

	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de los cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>
Regresión	2	51,19290328	25,59645164	186,00901	3,94383E-16
Residuos	26	3,577825309	0,137608666		
Total	28	54,77072858			

	<i>Coefficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Inferior 95%</i>	<i>Superior 95%</i>
Intercepción	-0,244511065	0,31624023	-0,773181404	0,4463879	-0,894552594	0,405530463
f ³	2,49892E-10	9,06947E-11	2,755308404	0,0105674	6,34661E-11	4,36318E-10
f (rpm)	0,001545861	0,00043595	3,545961508	0,001509	0,000649753	0,002441969

Anexo 14: Tabla del análisis de regresión múltiple para la corrección de las ecuaciones de proporcionalidad entre la frecuencia y la potencia activa de la bomba centrífuga del CSAF caso de estudio.

Resumen

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coeficiente de correlación múltiple	0,966009502
Coeficiente de determinación R ²	0,933174358
R ² ajustado	0,893662298
Error típico	0,368183181
Observaciones	29

ANÁLISIS DE VARIANZA

	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de los cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>
Regresión	2	51,11063951	25,55531975	188,5182626	3,35101E-16
Residuos	27	3,660089074	0,135558855		
Total	29	54,77072858			

	<i>Coeficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Inferior 95%</i>	<i>Superior 95%</i>
Intercepción	0	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
f ³	3,07778E-10	5,08077E-11	6,057695547	1,81751E-06	2,03529E-10	4,12026E-10
f (rpm)	0,001225891	0,000136059	9,009982803	1,26523E-09	0,00094672	0,001505061

Anexo 15: Tabla del análisis de regresión para el modelo de la ecuación de proporcionalidad entre la frecuencia y la presión de descarga de la bomba centrífuga del CSAF caso de estudio.

Resumen

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coef de correlación múltiple	0,997393632
Coef de determinación R ²	0,994794057
R ² ajustado	0,9943936
Error típico	0,041174199
Observaciones	29

ANÁLISIS DE VARIANZA

	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>
Regresión	2	8,42281837	4,211409185	2484,14598	2,06297E-30
Residuos	26	0,044078182	0,001695315		
Total	28	8,466896552			

	<i>Coeficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Inferior 95%</i>	<i>Superior 95%</i>
Intercepción	4,426728111	0,044970685	98,43586069	5,6022E-35	4,334289483	4,519166739
f ²	5,90343E-07	3,56461E-08	16,56122311	2,4855E-15	5,17071E-07	6,63614E-07
f (rpm)	-0,000314622	8,49748E-05	-3,702532101	0,00101055	-0,00048929	-0,00013995

Anexo 16: Tabla del análisis de regresión para el modelo de la ecuación de proporcionalidad entre la frecuencia y el caudal de la bomba centrífuga del CSAF caso de estudio.

Resumen

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coeficiente de correlación múltiple	0,999535555
Coeficiente de determinación R ²	0,999071325
R ² ajustado	0,99903693
Error típico	0,095330832
Observaciones	29

ANÁLISIS DE VARIANZA

	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de los cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>
Regresión	1	263,9753301	263,9753301	29046,685	1,7725E-42
Residuos	27	0,245375123	0,009087968		
Total	28	264,2207053			

	<i>Coeficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Inferior 95%</i>	<i>Superior 95%</i>
Intercepción	-0,042512315	0,045870587	-0,926788134	0,3622474	-0,13663092	0,05160629
f (rpm)	0,006155447	3,6117E-05	170,4308805	1,772E-42	0,00608134	0,00622955

Anexo 17: Tabla del análisis de regresión para el modelo de la ecuación de proporcionalidad entre la frecuencia y el caudal de la bomba centrífuga del CSAF caso de estudio.

Resumen

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coeficiente de correlación múltiple	0,999520776
Coeficiente de determinación R^2	0,999041782
R^2 ajustado	0,963327496
Error típico	0,095090391
Observaciones	29

ANÁLISIS DE VARIANZA

	<i>Grados de libertad</i>	<i>Suma de cuadrados</i>	<i>Promedio de los cuadrados</i>	<i>F</i>	<i>Probabilidad</i>
Regresión	1	263,9675242	263,9675242	29192,89966	1,65643E-42
Residuos	28	0,253181108	0,009042182		
Total	29	264,2207053			

	<i>Coeficientes</i>	<i>Error típico</i>	<i>Estadístico t</i>	<i>Probabilidad</i>	<i>Inferior 95%</i>	<i>Superior 95%</i>
Intercepción	0	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
f (rpm)	0,006124567	1,39032E-05	440,5150634	2,52899E-55	0,006096088	0,006153046

Anexo 18: Reporte de parámetros del transporte de agua en sistemas de Climatización Centralizada del Software HVAC ToolBox II de la firma DANFOSS

Details								
Display								
☒ Compare systems ☐ Drive systems								
Relative op. time [%]	Operating hours	Relative flow [%]	Absolute flow[m³/h]	Discharge press[Bar]	Pump eff. [%]	Shaft power[kW]	Motor eff. [%]	Energy Cons. [kWh]
0	0	0	0.0	7.34	0	0.00	60	0
0	0	10	4.2	7.33	15	5.63	65	0
0	0	20	8.4	7.30	29	5.92	70	0
5	438	30	12.6	7.25	41	6.22	74	3669
5	438	40	16.8	7.17	51	6.53	78	3675
10	876	50	21.0	7.06	60	6.86	81	7423
10	876	60	25.2	6.91	67	7.20	84	7550
10	876	70	29.4	6.72	73	7.54	85	7727
20	1752	80	33.6	6.49	77	7.88	87	15899
30	2628	90	37.8	6.21	79	8.23	88	24646
10	876	100	42.0	5.87	80	8.56	88	8522

Details								
Display								
☐ Compare systems ☒ Drive systems								
Relative op. time [%]	Operating hours	Relative flow [%]	Absolute flow[m³/h]	Discharge press[Bar]	Pump eff. [%]	Shaft power[kW]	Motor/Drv. eff. [%]	Energy Cons. [kWh]
0	0	0	0.0	1.29	0	0.00	33	0
0	0	10	4.2	1.33	33	0.47	42	0
0	0	20	8.4	1.46	55	0.62	49	0
5	438	30	12.6	1.68	67	0.87	56	676
5	438	40	16.8	1.98	74	1.25	62	873
10	876	50	21.0	2.36	77	1.78	68	2309
10	876	60	25.2	2.83	79	2.51	72	3067
10	876	70	29.4	3.39	80	3.48	75	4060
20	1752	80	33.6	4.03	80	4.71	77	10669
30	2628	90	37.8	4.76	80	6.25	79	20862
10	876	100	42.0	5.58	80	8.13	79	8994

ANEXO 19: Precios de los Variadores de Velocidad par diferentes Series de la
Firma *Klocner Moeller*.

**Combinación y precios de componentes para
Convertidores de frecuencia DF5.**

1 + N AC 230 V								
KW	P HP	Im A	Convertidor de frecuencia	Protecc. de red	Contactor de red	Bobina de red	Filtro de red	Total PVC
0.18	0.25	1.4	DF5-322-018 149.00 €	FAZ-1N-B10 38.45 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN1-037 37.02 €	DE5-LZ1-007-V2 37.00 €	285.42 €
0.37	0.5	2.6	DF5-322-037 159.00 €	FAZ-1N-B10 38.45 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN1-037 37.02 €	DE5-LZ1-007-V2 37.00 €	295.42 €
0.55	0.75	3.0	DF5-322-055 191.00 €	FAZ-1N-B10 38.45 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN1-075 43.42 €	DE5-LZ1-012-V2 52.00 €	348.82 €
0.75	1.0	4.0	DF5-322-075 204.00 €	FAZ-1N-B16 35.80 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN1-1K5 44.17 €	D5-LZ1-012-V2 52.00 €	358.95 €
1.1	1.5	5.0	DF5-322-1K1 214.00 €	FAZ-1N-B16 34.80 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN1-1K5 44.17 €	DE5-LZ1-024-V2 76.00 €	392.92 €
1.5	2.0	7.1	DF5-322-1K5 242.00 €	FAZ-1N-B25 36.30 €	DILOOM 26.05 €	DE4-LN1-2K2 44.17 €	DE5-LZ1-024-V2 76.00 €	424.58 €
2.2	3.0	10	DF5-322-2K2 277.00 €	FAZ-1N-B40 36.10 €	DILOM 32.20 €	DEKO,1-9,2 60.30 €	DE5-LZ1-024-V2 76.00 €	444.60 €
3 AC 230 V								
KW	P HP	Im A	Convertidor de frecuencia	Protecc. de red	Contactor de red	Bobina de red	Filtro de red	Total PVC
0.18	0.25	1.4	DF5-322-018 149.00 €	PKM0-10 56.10 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN3-075 69.05 €		298.10 €
0.37	0.5	2.6	DF5-322-037 159.00 €	PKM0-10 56.10 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN3-1K5 71.23 €		310.28 €
0.55	0.75	3.0	DF5-322-055 191.00 €	PKM0-10 56.10 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN3-1K5 71.23 €		348.82 €
0.75	1.0	4.0	DF5-322-075 204.00 €	PKM0-16 56.15 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN3-2K2 79.75 €		363.85 €
1.1	1.5	5.0	DF5-322-1K1 214.00 €	PKM0-16 56.15 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN3-3K0 86.84 €		380.94 €
1.5	2.0	7.1	DF5-322-1K5 242.00 €	PKM0-20 61.35 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN3-4K0 100.40 €		427.70 €
2.2	3.0	10	DF5-322-2K2 277.00 €	PKM0-25 74.35 €	DILOOM 26.05 €	DE4-LN3-7K5 112.53 €		489.93 €

Combinación y precios de componentes para Convertidores de frecuencia DF5. (Continuación).

3 AC 440 V								
KW	P HP	Im A	Convertidor de frecuencia	Protecc. de red	Contactor de red	Bobina de red	Filtro de red	Total PVC
0.37	0.5	1.4	DF5-340-037 347.00 €	PKM0-10 56.10 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN3-075 69.5 €	DE5-LZ3-007-V4 83.00 €	579.10 €
0.75	1.0	2.5	DF5-340-075 413.00 €	PKM0-10 56.10 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN3-1K5 71.23 €	DE5-LZ3-007-V4 83.00 €	647.28 €
1.5	2.0	3.8	DF5-340-1K5 466.00 €	PKM0-10 56.10 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN3-2K2 79.75 €	DE5-LZ3-007-V4 83.00 €	708.80 €
2.2	3.0	5.5	DF5-340-2K2 537.00 €	PKM0-10 56.10 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN3-3K0 86.84 €	DE5-LZ3-011-V4 118.0 €	821.89 €
3.0	4.0	7.8	DF5-340-3K0 661.00 €	PKM0-16 56.15 €	DILEM 23.95 €	DE4-LN3-5K5 106.81 €	DE5-LZ3-011-V4 118.0 €	956.91 €
4.0	5.0	8.6	DF5-340-4K0 795.00 €	PKM0-16 56.15 €	DILOOM 26.05 €	DE4-LN3-5K5 106.81 €	DE5-LZ3-011-V4 118.0 €	1.102,01 €
5.5	7.5	13	DF5-340-5K5 868.00 €	PKM0-25 74.35 €	DILOM 39.20 €	DE4-LN3-11K 135.30 €	DE5-LZ3-020-V4 204.0 €	1.320,85 €
7.5	10	16	DF5-340-7K5 1.086,00 €	PKM0-25 74.35 €	DILOM 39.20 €	DE4-LN3-11K 135.30 €	DE5-LZ3-020-V4 204.0 €	1.538,85 €

**Combinación y precios de componentes para
Convertidores de frecuencia DF6 (Continuación).**

3 AC 440 V								
KW	P HP	Im A	Convertidor de frecuencia	Protecc. de red	Contactor de red	Bobina de red	Filtro de red	Total PVC
11	15	22	DF6-340-11K	PKM0-25	DIL0M	DE4-LN3-15K	DE6-LZ3-032-V4	
			1.294,00 €	74.35 €	39.20 €	179.47 €	225.00 €	1.812,02 €
15	120	29	DF6-340-15K	PKZM4-40	DIL0M	DE4-LN3-15K	DE6-LZ3-032-V4	
			1.982,00 €	130.80 €	39.20 €	179.47 €	225.00 €	2.556,47 €
18.5	25	37	DF6-340-18K5	PKZM4-50	DIL1M	DE4-LN3-22K	DE6-LZ3-064-V4	
			2.545,00 €	148.20 €	78.65 €	228.55 €	327.00 €	3.327,40 €
22	30	43	DF6-340-22K	PKZM4-50	DIL1M	DE4-LN3-30K	DE6-LZ3-054-V4	
			2.740,00 €	148.20 €	78.65 €	288.39 €	327.00 €	3.582,24 €
30	40	57	DF6-340-30K	PKZM4-53	DIL2M	DE4-LN3-45K	DE6-LZ3-064-V4	
			3.314,00 €	157.20 €	123.25 €	343.19 €	327.00 €	4.264,64 €
37	50	70	DF6-340-37K	NZM7-80N-OBI	DIL2M	DE4-LN3-45K	DE6-LZ3-080-V4	
			3.648,00 €	227.80 €	123.25 €	343.19 €	542.00 €	8.884,24 €
45	60	85	DF6-340-45K	NZM125N-OBI	DIL4M115	DE4-LN3-75K	DE6-LZ3-115-V4	
			4.287,00 €	235.75 €	198.65 €	405.89 €	677.00 €	5.804,29 €
55	75	105	DF6-340-55K	NZM7125N-OBI	DIL4M115	DE4-LN3-75K	DE6-LZ3-115-V4	
			4.949,00 €	314.75 €	311.75 €	445.13 €	677.00 €	6.897.53 €
75	100	135	DF6-340-75K	NZM7160N-OBI	DIL4M115	DE4-LN3-90K	DE6-LZ3-150-V4	
			5.978,00 €	432.73 €	311.65 €	659.38 €	1.285,00 €	8.668,76 €
90	125	160	DF6-340-90K	NZM7-200N-OBI	DILM185/22	DDK2,5-9.2	DE6-LZ3-220-V4	
			7.409,00 €	717.00 €	557.20 €	555.0 €	1.808.00 €	10.641,05 €
110	150	195	DF6-340-110K	NZM7-250N-OBI	DILM185/22	DDK3,2-9,2	DE6-LZ3-220-V4	
			8.960,00 €	581.00 €	557.20 €	654.00 €	1.808,00 €	12.352,80 €
132	175	230	DF6-340-1342	NZM7-250N-OBI	DILM250/22	DDK4,0-9,2	DE6-LZ3-260-V4	
			10.725,00 €	851.00 €	873.25 €	819.00 €	2.129,00 €	14.799.40 €