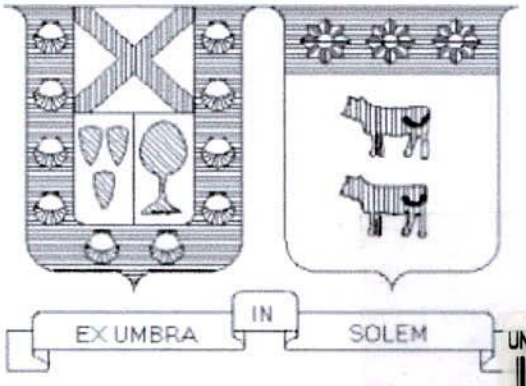
UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA

DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



UNIVERSIDAD FEDERICO SANTA MARIA
3 5609 00097 1751

SISTEMA DE TRIGENERACIÓN APLICADO A UN SUPERMERCADO.

TRABAJO DE TÍTULO PRESENTADO POR:

Aurelio S. Guzmán Arellano

COMO REQUISITO PARCIAL PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

INGENIERO CIVIL MECÁNICO

Profesor Guía:

Prof. Dr. Ing. Alejandro Sáez C.

Profesor Correferente:

Prof. Dipl. Ing. Gerd Reinke S.

UNIVERSIDAD TECNICA
FEDERICO SANTA MARIA
BIBLIOTECA CENTRAL
INVENTARIO : M18029 c2

RESUMEN

El presente informe entrega los resultados de las alternativas trigenerativas y convencionales con GN para satisfacer las demandas energéticas de un Supermercado, ubicado en la comuna de Quillota. Para esto se han utilizando herramientas técnicas y económicas con el fin de evaluar la factibilidad de implementar un sistema trigenerativo.

Para introducirnos en las alternativas trigenerativas, se presentan los esquemas de cada una de ellas, y métodos de selección en función de la relación entre las potencias térmicas y eléctricas. Estas últimas, estudiadas de los registros estadísticos de consumo de electricidad, y cálculos térmicos, según Manual Carrier.

Por existir la posibilidad de asociar un estanque aislado a la máquina generadora de agua fría para climatizar, se modela matemáticamente, mediante polinomio de Lagrange, la relación entre el caudal generado y el volumen del estanque, parametrizando el costo del conjunto en función de este valor.

Para cada alternativa trigenerativa se ejecutó un balance energético del generador eléctrico, logrando seleccionar la potencia de la máquina de absorción de fuego indirecto, a partir de la potencia térmica recuperada.

Finalmente, la decisión de ejecutar un proyecto trigenerativo, es dependiente del indicador económico CAUE, utilizado para comparar y definir la mejor alternativa desde el punto de vista de costos globales, no descartando el consumir energía eléctrica desde la red, y utilizar una máquina de absorción de fuego directo a GN (alternativa convencional).

SUMMARY

In this report, the trigenerative and conventional with NG alternatives have been studied to satisfy the energetic demand of a Supermarket located in teh commune of Quillota. For this, technical and economical tools have been used with the purpose of evaluating the feasibility of implementing a trigenerative system.

In order to enter into the trigenerative alternatives, the schemes of each one of them and selection method in function of the relationship among the thermal and electric powers are introduced. These last ones have been studied from the statixtical records of electricity consumption and thermal calculations, according to the Carrier Catalogue.

Because there is the posibility of associating an isolated vessel to the cold water-generator machine to acclimatize, the relationship among the generated flow and the vessel volume is mathematically modelled through the Lagrange polynomial, limiting the group cost in function of this value.

For each trigenerative alternative, an energetic balance of the electrical generator was performed, beind able to select the machine's indirect fire absoption power, from the recovered thermal power.

Finally, the decision of executing a trigenerative project depends on the economical indicator CAUE, used to compare and define the best alternative from the point of view of global costs, not discarding the consuming of electrical power from the network, and using a direct fire absortion machine to NG (conventional alternative).

INDICE

	Página
Resumen	ii
Summary	Iii
Indice	iv
Introducción	vii
Objetivos	ix
Capítulo I	
Concepto de un Sistema Trigenerativo	2
1. Sistema Trigenerativo	2
1.1. Configuraciones y componentes de los Sistemas Trigenerativos	2
1.1.1. Sistemas Cogenerativos existentes.	3
1.1.2. Principio de Funcionamiento de la máquina de absorción.	10
1°.1.2.1. Partes constitutivas de la máquina de absorción de simple etapa	11
1.1.2.1.1. Explicación del ciclo de refrigeración por absorción de simple etapa	12
1.1.2.1.2. Máquina de absorción de doble etapa.	15
1.1.2.1.2.1. Explicación del ciclo de refrigeración por absorción de doble etapa.	15
Capítulo II	
Identificación del Cliente y sus demandas energéticas.	17
2.1Identificación del Supermercado demandante del estudio de trigeneración	17
2.2 Estudio de la demanda energética	17
2.2.1. Demanda eléctrica	17
2.2.2. Demanda térmica del Supermercado	21
2.1.1. Identificación de las características de la ciudad de Quillota	21
2.1.2. Dimensiones físicas del local	22
2.1.3. Peso por metro cuadrado de los materiales que constituyen este local	23
2.1.4. Ganancia térmica por las ventanas y puertas de cristal externas.	24
2.1.5. Ganancia térmica por las personas que permanecen en el recinto	25
2.1.6. Ganancia térmica por la iluminación	28
2.1.7. Máxima variación de temperatura permitida en el interior del local	29
2.1.8. Transmisión de calor a través de las paredes exteriores.	30

INDICE

Página

Capítulo III

Optimización económica de un Sistema Generación pulmón 42

3.1. Criterio de selección del sistema generación-pulmón. 42

Capítulo IV

Cuantificación técnica de los beneficios energéticos. 56

4.1. Análisis comparativo entre un sistema convencional y uno trigenerativos desde el punto de vista energético 56

Capítulo V 66

Selección de máquinas térmicas para satisfacer las demandas energéticas del supermercado

5.1. Para MTG 66

5.1.1. De la potencia eléctrica 66

5.1.2. De la potencia térmica recuperada de los gases de escape en la HRSG 66

5.2. Para MCI que satisfaga el mayor porcentaje de la demanda térmica 68

5.2.1. Para efectuar el balance energético del MCI a GN del generador. 69

5.2.2. Potencia térmica del motor. 69

5.2.3. Selección de la máquina de absorción. 72

5.2.4. Sobrecarga máxima del motor. 73

5.2.5. Selección de intercambiadores de calor 74

5.2.5.1. Intercambiador para el sistema de refrigeración 74

5.2.5.2. Intercambiador para el sistema de gases de escape 76

5.3. Para MCI que satisfaga la potencia base de la demanda térmica 76

5.3.1. Desde el balance energético del MCI a GN del generador hasta la selección de la máquina de absorción 77

5.4. Máquina de absorción de fuego directo para alternativa convencional 79

Capítulo VI 81

Análisis económico de los sistemas para satisfacer las demandas energéticas del cliente

6.1. Costo de energía eléctrica en período total. 82

INDICE

	Página
6.2. Costo combustible como único costo variable	85
6.3. Inversión y costo variable no combustible, asociados a las alternativas del proyecto trigenerativo.	89
6.3.1. Inversión	89
6.3.2. Costo variable no combustible	92
6.4. Costo anual uniforme equivalente (CAUE) para cada alternativa.	95
6.5. Sensibilización del precio del GN, respecto a los CAUE de las distintas alternativas.	98
Conclusión	104
Bibliografía	106
Anexos	
1 Demanda Eléctrica del Supermercado	
2 Perfil histórico de Temperatura de Quillota	
3 Tablas Manual Carrier	
4 Polinomio de Lagrange en modelación Sistema Generación-Pulmón	
5 Cotización Máquinas de Absorción de Fuego Indirecto	
6 Cotización Máquinas de Absorción de Fuego Directo	
7 Cotización y Especificaciones Técnicas Microturbinas a GN de 60 kW	
8 Cotización y Especificaciones Técnicas Motor VGF18L/GLD Waukesha	
9 Tarifado Eléctrico, "Tarifa AT4.3"	
10 Cotización y Especificaciones Técnicas Motor VGS11GSI/GID Waukesha	

INTRODUCCIÓN

Las necesidades de energía eléctrica, vapor y climatización de recintos en forma conjunta, son una demanda recurrente en distintos sectores industriales, así como en hospitales, grandes tiendas y edificios, denominándose a estos últimos como sector terciario. El presente trabajo se centra en satisfacer las demandas descritas para un Supermercado ubicado en la ciudad de Quillota.

La norma imperante para satisfacer estas solicitudes es mediante la compra de Energía eléctrica a una distribuidora, generación de vapor mediante calderas, y climatización mediante equipos eléctricos, ubicados en las mismas dependencias.

El sistema Trigenerativo ofrece la posibilidad de satisfacer todas las demandas energéticas indicadas anteriormente, mediante el mejor aprovechamiento de un combustible primario.

☑ ¿Cómo se explica esta situación?

La respuesta se sustenta en la recuperación de parte de la energía térmica emitida por la fuente propulsora del generador de corriente eléctrica (los gases de escape, refrigeración y lubricación), los que son dirigidos a una caldera de recuperación (HRSG), donde se produce el intercambio energético entre estos y el agua de la red, la que incrementará su entalpía, transformándose en vapor o agua caliente, según la demanda específica.

Referente a la climatización, para ello se utilizan equipos de absorción, que requieren una fuente energética térmica (agua caliente, o fuego directo) para su funcionamiento. Mediante un sistema explicado posteriormente, producen agua fría, la que llega hasta los siete (7) [ºC], temperatura ideal para satisfacer la demanda de climatización (enfriamiento del recinto).

Al desarrollar un sistema trigenerativo, se debe partir por saber los tipos y rangos de potencia más adecuados para trigenerar, lo que es estudiado en el Capítulo I.

En particular, para el Supermercado, debemos partir por cuantificar las demandas energéticas reales en función del tiempo. Partiendo de esta base, se deben identificar las alternativas de solución para tales requerimientos. Todo lo anterior, está contenido en el Capítulo II.

Un desafío importante se presenta al determinar la relación a partir del costo de inversión entre el tamaño de una máquina que genere agua fría, y el volumen óptimo de un estanque térmico para contener la misma . Esto se presenta en el Capítulo III.

Como en todo sistema ingenieril, no basta con reconocer las partes constitutivas, sus funciones e interrelación, sino que además, se debe tener un conocimiento cuantificable de los resultados energéticos que reviste este sistema respecto a uno convencional. Estos tópicos podrán ser observados en el Capítulo IV.

Para las distintas opciones, debemos seleccionar las máquinas, y su interrelación en la selección, aspecto visualizado en el Capítulo V.

La cuantificación de los costos económicos (inversión y operación) para las distintas alternativas se expresan en el Capítulo VI, en donde mediante flujos de costo, se permite visualizar los distintos costos propios del ejercicio anual para las alternativas trigenerativas seleccionadas.

OBJETIVOS

- Hacer un estudio de la conveniencia de utilizar un sistema trigenerativo para satisfacer las demandas de electricidad, frío y calor en el supermercado.

- Identificar las distintas alternativas de sistemas trigenerativos, rango de potencia, campos de aplicación.

- Aplicar los conceptos termodinámicos a un sistema trigenerativo.

- Realizar un análisis comparativo en términos técnico-económico de un sistema trigenerativo v/s un sistema convencional.

- Ejecutar un análisis de sensibilidad respecto de los costos más influyentes en el ejercicio del proyecto (combustible primario y energía eléctrica).

- Cotizar y seleccionar máquinas térmicas, ejecutando una interrelación para cada alternativa, en función de las demandas energéticas.

- Identificar la alternativa de menor costo anual uniforme efectivo, dentro de los posibles escenarios a GN, para satisfacer las demandas energéticas del cliente.

CAPITULO I

Concepto de un Sistema Trigenerativo.

1.- Sistema Trigenerativo.-

Previo a identificar el concepto de trigeneración, podemos establecer lo que respecta a la cogeneración, el que es asociado a la generación de energía mecánica, que puede accionar un generador, por lo que satisface una demanda eléctrica, más una generación de energía térmica (generando vapor o agua caliente). Pero nuestro cliente está solicitando la climatización (refrigeración de su local comercial, por lo que necesitamos además de sistemas cogenerativos, alguna máquina que mediante el uso de energía térmica, permita satisfacer esta demanda, lo que en conjunto da origen al sistema trigenerativo (generación de 3 fuentes energéticas a partir de un combustible primario). Los equipos eléctricos de climatización, no serán considerados como una alternativa, estudiando sólo sistemas dependientes de GN. Es así, que la denominada máquina de absorción, puede utilizar el calor recuperado de los gases de escape de un sistema motriz para la generación de energía eléctrica, lo que torna dicha alternativa altamente atractiva por una disminución en los costos de operación (costo variable combustible). Cabe destacar, que dicha máquina, para efectos de climatizar, utiliza una mezcla de Bromuro de Litio y agua.

1.1.- Configuraciones y Componentes de los Sistemas Trigenerativos.

Se partirá explicando los tipos de sistemas cogenerativos y sus características, lo que permitirá tomar decisiones acertadas frente a la demanda del local, y posteriormente, nos referiremos con mayor detalle a lo que respecta a la máquina de absorción.

1.1.1.- Sistemas Cogenerativos Existentes

Dentro de los distintos sistemas cogenerativos existentes, se destacan:

a. Cogeneración con turbina de gas.
b. Cogeneración con turbina de vapor.
c. Cogeneración con ciclo combinado.
d. Cogeneración con motor alternativo.

En los sistemas con turbina a gas, se quema combustible en un turbogenerador, aprovechando parte de su energía para producir energía mecánica (20 a 40%). Los gases que salen de la turbina a una temperatura del orden de los 450 a 600 [ºC], se pueden aprovechar directamente para secado o bien para producir vapor o agua caliente, que en nuestro caso utilizaremos para alimentar la máquina de absorción. Cabe destacar, que si la demanda de vapor supera a la potencia aprovechable de los gases de escape, existen las alternativas de colocar un quemador suplementario ya sea en la caldera recuperadora, o en la máquina de absorción. Claramente, esta solución involucra un mayor consumo de combustible, haciendo menos rentable el sistema.

Para demandas eléctricas pequeñas, las microturbinas parecen ser una solución interesante, pues existen en el mercado con un rango de potencia del orden de 30 a 200 kW, dependiendo del fabricante, lo que nos posibilita agruparlas hasta alcanzar la potencia demandada.

En la siguiente figura se aprecia un esquema del sistema desde la propulsión para generar electricidad hasta el recuperador de los gases de escape para generar vapor.

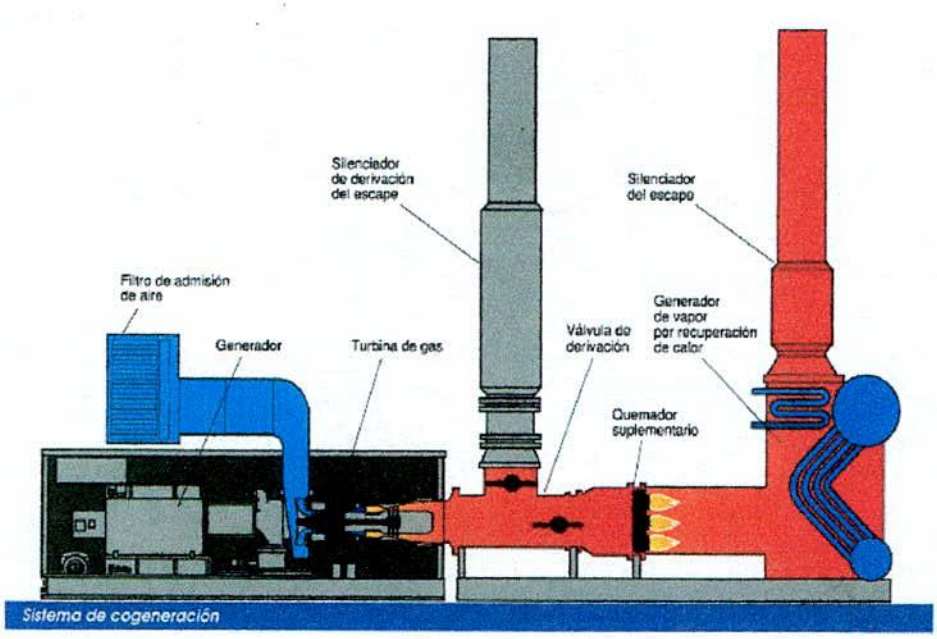


Fig. N ° 1.1: Sistema Cogenerativo con Turbina a Gas [Ref.8]

En los sistemas con turbina de vapor, la energía mecánica se produce por la expansión del vapor de alta presión procedente de una caldera convencional. La fig. 1.2, es una representación esquemática de lo anterior.

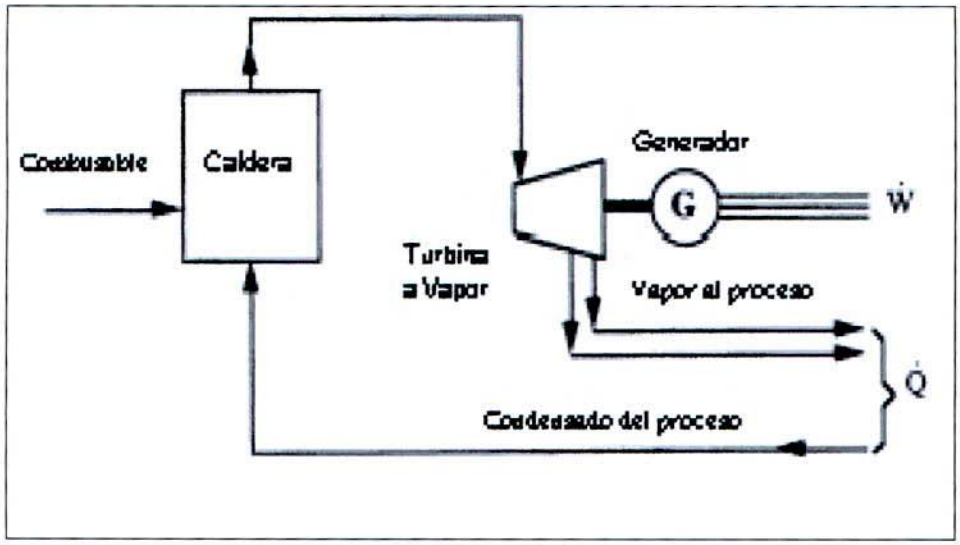


Fig. N ° 1.2: Sistema Cogenerativo con Turbina a Vapor. [Ref.9]

La aplicación conjunta de una turbina de gas y una turbina de vapor es lo que se denomina "Ciclo Combinado". Este sistema es especialmente útil, cuando las demandas térmicas y eléctricas son fluctuantes, pues la energía del vapor puede ir directamente hacia el proceso productivo (satisfacción de demanda térmica), o mayoritariamente a la turbina a vapor, generando mayor cantidad de energía eléctrica.

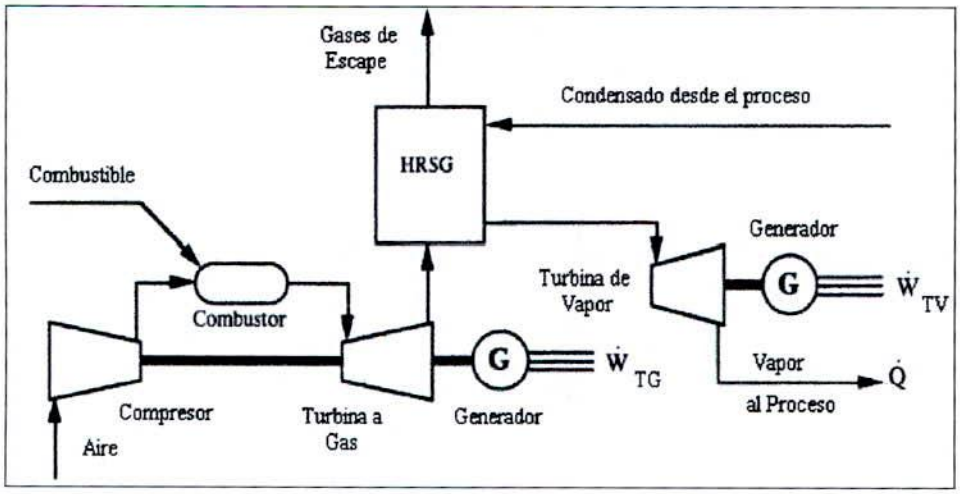


Fig. N ° 1.3: Sistema Cogenerativo con Ciclo combinado. [Ref.9]

En los sistemas basados en motores alternativos, el elemento motriz es un motor a combustión interna, regulado a régimen constante, que acciona a un generador, siendo el calor de los gases de escape, así como el agua del sistema de refrigeración, la fuente energética aprovechable en la cogeneración.

En motores de potencias superiores a 1 MWe, el lubricante constituye otra fuente térmica aprovechable de baja temperatura.

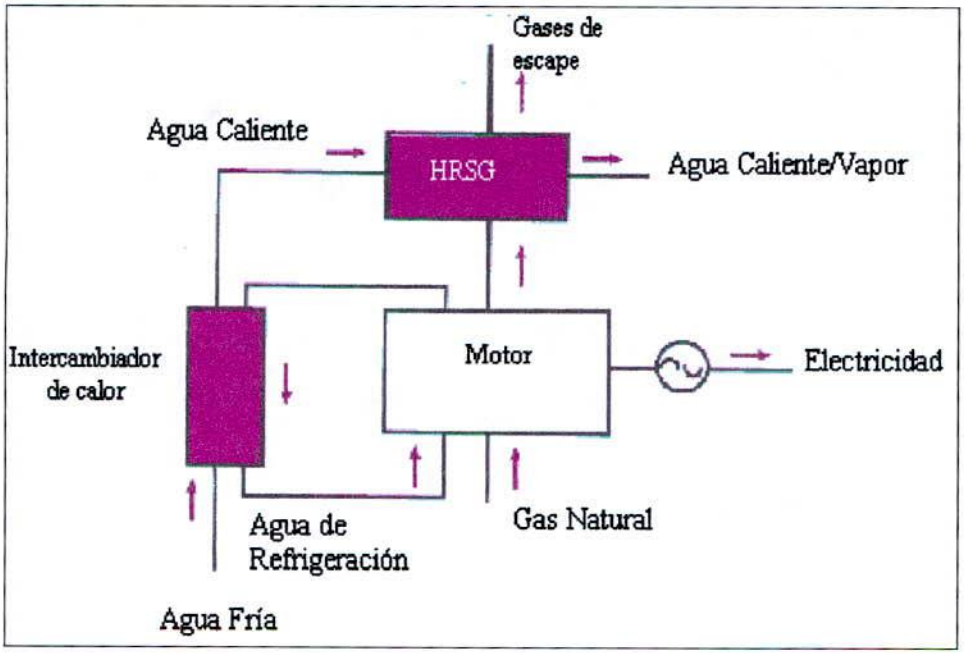


Fig. N° 1.4: Sistema Cogenerativo con Motor a Combustión Interna [Ref.9]

Para vislumbrar los rendimientos promedio de los sistemas cogenerativos mencionados anteriormente, se presenta la siguiente tabla:

	Micro Turbina	TG Con post combustión	TG Sin post combustión	Motor Diesel	Motor a Gas Natural
Consumo Energético	100 %	100 %	100 %	100 %	100 %
Producción Eléctrica (α_E)	27 %	30 %	20 %	40 %	35 %
Calor Recuperado (α_Q) Gases de escape Agua de refrigeración	53 %	55 %	68 %	43 % 21 % 22 %	50 % 20 % 30%
Rendimiento Energético	80 %	85 %	88 %	83 %	85 %
α_E / α_Q	0,51	0,55	0,29	0,93	0,7

Tabla N ° 1.1: Rendimientos energéticos promedio de los sistemas Cogenerativos de baja potencia. (Ref. 12)

Otro alcance importante de destacar, es el rango de potencias en donde estos sistemas encuentran su desarrollo óptimo. Para esto, se extrae información de la Ref. 1, donde encontramos la tabla "Rangos característicos de los sistemas de cogeneración", reproducida íntegramente a continuación:

Sistema de cogeneración	Potencia Eléctrica MW
Turbina a gas *	0.2 - 300
Motores a gas (lean burn)	0.2 – 5.2
Motores gas-diesel	2 - 16
Plantas modulares Gas y G-D	6 – 120
Ciclos combinados	20 – 450

Tabla 1.2: Rangos característicos de los sistemas de cogeneración.

Del mismo autor y obra, en la figura 1.5, se visualiza el rendimiento para los distintos sistemas cogenerativos en función de la Relación Calor v/s Electricidad (RCE), que, como bien lo dice el nombre, al ejecutar la razón de las potencias térmicas y eléctricas demandadas por el cliente, se puede determinar cuales son los rendimientos(razón entre la energía útil v/s la suministrada) de los sistemas cogenerativos.

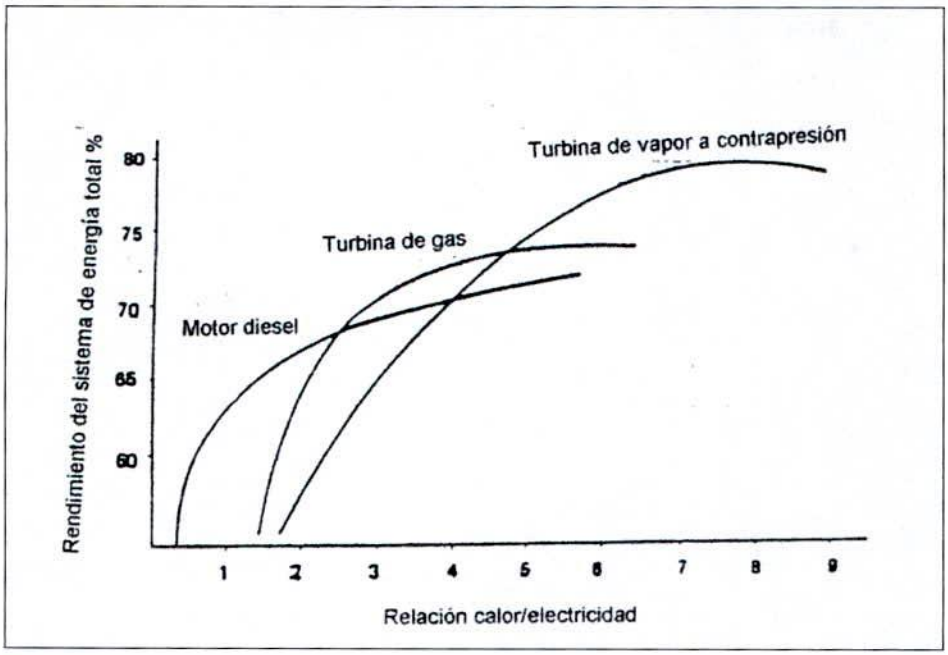


Fig. Nº 1.5: Rendimiento para los diferentes valores de RCE.
(Fuente: Seminario, Encuentro empresarial para el fomento de la cogeneración en Chile, Noviembre de 1994).

Por lo tanto, dependiendo del estudio de las demandas energéticas del cliente (potencias y relación entre ellas), se seleccionará él o los sistemas para obtener el mejor resultado.

Hasta el instante, los sistemas mostrados satisfacen parte de la demanda energética total, la que contempla la generación de energía eléctrica y vapor o agua caliente, lo que se conoce como cogeneración. No obstante, nos resta identificar el elemento que surta de agua fría a los intercambiadores de calor para climatizar el local.

Como la demanda se traduce en obtener una cierta cantidad de agua fría del orden de los 10 [ºC], es perfectamente viable utilizar una máquina de absorción con una mezcla de Bromuro de Litio como agente absorbedor, y agua como refrigerante, los que alcanzan temperaturas del orden de los 7 [ºC].

1.1.2.- Principio de Funcionamiento de la Máquina de Absorción.-

La pregunta directa es: *¿Cómo es posible que, a un sistema se le introduzca agua caliente, vapor o fuego directo, y de este salga agua fría?*

Para solucionar esta inquietud, procederemos a explicar el principio de funcionamiento de la máquina de absorción.

A continuación se muestra un diagrama del ciclo de absorción de una etapa, de fuego indirecto.

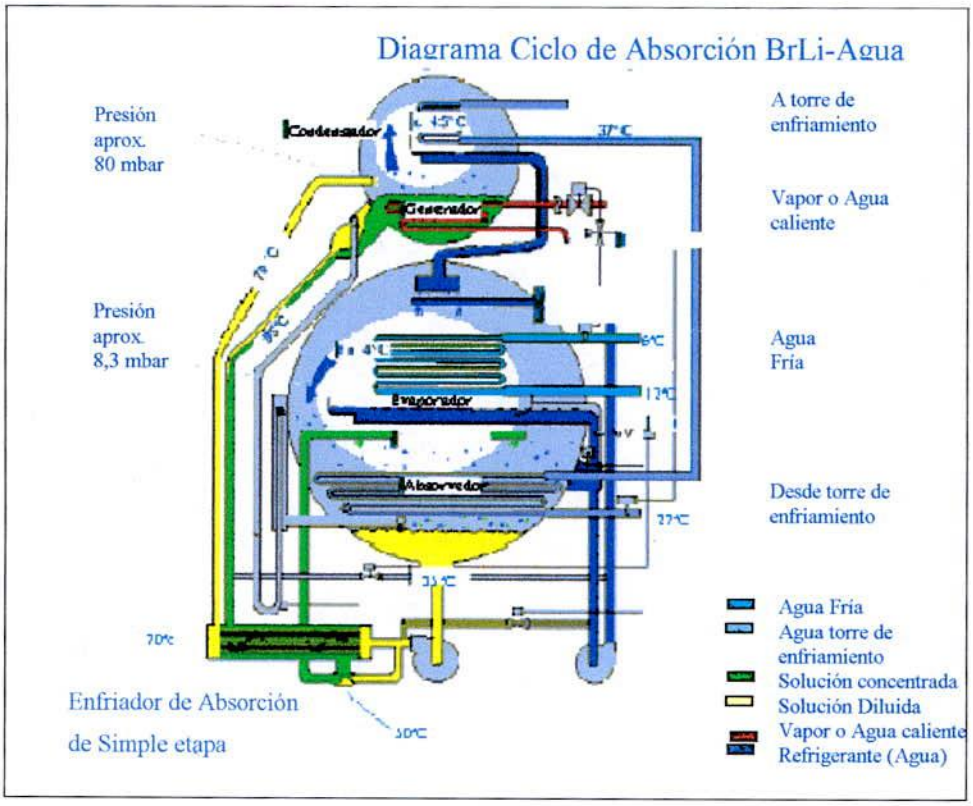


Fig. N ° 1.6: Esquema de funcionamiento de una máquina de absorción de una etapa.

1.1.2.1.- Partes Constitutivas de la Máquina de Absorción de Simple Etapa

En virtud de la figura anterior, podemos apreciar dos estanques, el superior, que contiene un generador y un condensador, y el inferior, que contiene un evaporador y un absorbedor. Los cuatro componentes internos, son intercambiadores de calor del tipo serpentín.

Por existir soluciones líquidas que fluyen de un punto a otro, se requieren bombas, las que trasvasijan los siguientes fluidos:

Color Representativo	Denominación	Composición o Función
Amarillo	Solución Diluida	Mezcla de Br-Li más H_2O
Verde	Solución Fuerte	Principalmente Br-Li
Celeste	Agua de la torre de enfriamiento	Alimenta al absorbedor y al condensador
Calipso	Agua de climatización	Climatizar el Local Comercial
Azul	Refrigerante	Enfriar el agua de climatización
Rojo	Agua caliente o vapor	Fuente energética calórica del generador

Tabla Nº 1.2: Identificación de los fluidos circulantes en la figura Nº 1.5, y sus características.

Para mejorar el rendimiento térmico, se utiliza un intercambiador del tipo carcasa, que permite recuperar el calor de la solución concentrada, proveniente del generador, para entregarlo a la solución débil, que alimenta al generador.

En condición de operación, la presión en el generador y condensador fluctúa cercana a 57 mmHg, mientras que en el absorbedor y evaporador es cercana a 6 mmHg.

1.1.2.1.1.- Explicación del Ciclo de Refrigeración por Absorción de Simple Etapa.

Habiendo identificado las partes constitutivas y los fluidos de trabajo de la máquina de absorción, veremos la interacción entre los componentes, y los fluidos que circulan de ellos.

☑ **Generador**.-

La energía calórica del agua caliente o vapor (fuego indirecto), o combustible quemado (fuego directo), es utilizada para calentar la solución débil, que contiene un 57 % de BrLi y 43% en forma de agua. Este aporte energético se consigue haciendo pasar el vapor o agua caliente por el interior de los tubos de cobre del generador, permitiendo separar parte del agua refrigerante (en forma de vapor) del Bromuro de Litio (absorbedor). La solución débil de 57% pasa a una fuerte de 63 % de BrLi y 37% de agua.

☑ **Condensador**.-

El refrigerante liberado en forma de vapor en el generador, por abarcar todo el volumen de confinación del estanque superior, llega hasta la zona exterior del serpentín del condensador. El agua de la torre de enfriamiento que se desplaza por el interior de los tubos del condensador, enfría y condensa el refrigerante. La disminución energética del refrigerante (cambio de fase), se traduce en el incremento de temperatura del agua de la torre de enfriamiento (de 37 a 45 [ºC]).

☑ **Evaporador**.-

El agua de climatización ingresa por el interior de los tubos de cobre del evaporador a una temperatura de 12ºC, los que son rociados por agua refrigerante proveniente del condensador a 4ºC (temperatura de evaporación a 6 mmHg). Ahora, para poder

evaporar el agua refrigerante completamente, necesitamos agregarle calor, el que se extrae del agua de climatización, descendiendo la temperatura de ésta a 7ºC. Aquel refrigerante que no ha sido evaporado, cae hacia el receptáculo del evaporador, y es recirculado continuamente por la bomba del evaporador hacia el árbol de rociado.

☑ **Absorbedor.**-

El vapor refrigerante originado en el evaporador, desciende hasta el absorbedor producto de la disminución de volumen por la absorción del refrigerante en el absorbente (Br-Li). Este proceso se origina pues la solución fuerte a 41ºC tiene una fuerte afinidad con el agua. Dicho proceso químico libera calor, siendo extraído por el agua de la torre de enfriamiento que circula por el interior de los tubos de cobre del absorbedor. El proceso se optimiza al utilizar un rociador de la solución fuerte sobre los tubos del absorbedor. Como el absorbente absorbe el vapor refrigerante, la solución cada vez queda más diluida, llegando hasta un 57% de BrLi. Esto es necesario para mantener el ciclo continuo, haciendo recircular la solución diluida hacia el generador para repetir el proceso.

☑ **Intercambiador de calor**.-

El calor intercambiado entre la solución diluida que va hacia el concentrador (de relativa baja temperatura), y la que viene concentrada desde el concentrador a alta temperatura (95 ºC), permite reducir la cantidad de calor que debe ser suministrada por la fuente externa de calor, energía requerida para separar el refrigerante con el Br-Li. Simultáneamente, se reduce la temperatura de la solución concentrada, disminuyendo la cantidad de calor que debe ser extraído desde el absorbedor por el agua de la torre de enfriamiento.

De lo expuesto anteriormente, se desprende la importancia de la correcta selección de dicho intercambiador de calor, lo que se traduce en un menor costo de operación, permitiendo trabajar en el rango de eficiencia máxima.

Como se mencionó en un inicio, las distintas formas constitutivas, además de las temperaturas del agua o vapor que alimentan al generador de la máquina de absorción, determinan el rendimiento final de ésta. Uno de los mejores coeficientes de realización se alcanzan con la doble etapa, que es la que se presenta a continuación.

1.1.2.1.2.- Máquina de Absorción de Doble Etapa.-

En el esquema siguiente, se muestra un sistema de absorción de doble etapa, que en esencia puede ser diferenciado por la utilización de 2 generadores, lo que permite un mayor flujo másico de refrigerante (agua vaporizada), y por ende, mayor cantidad de agua para climatización.

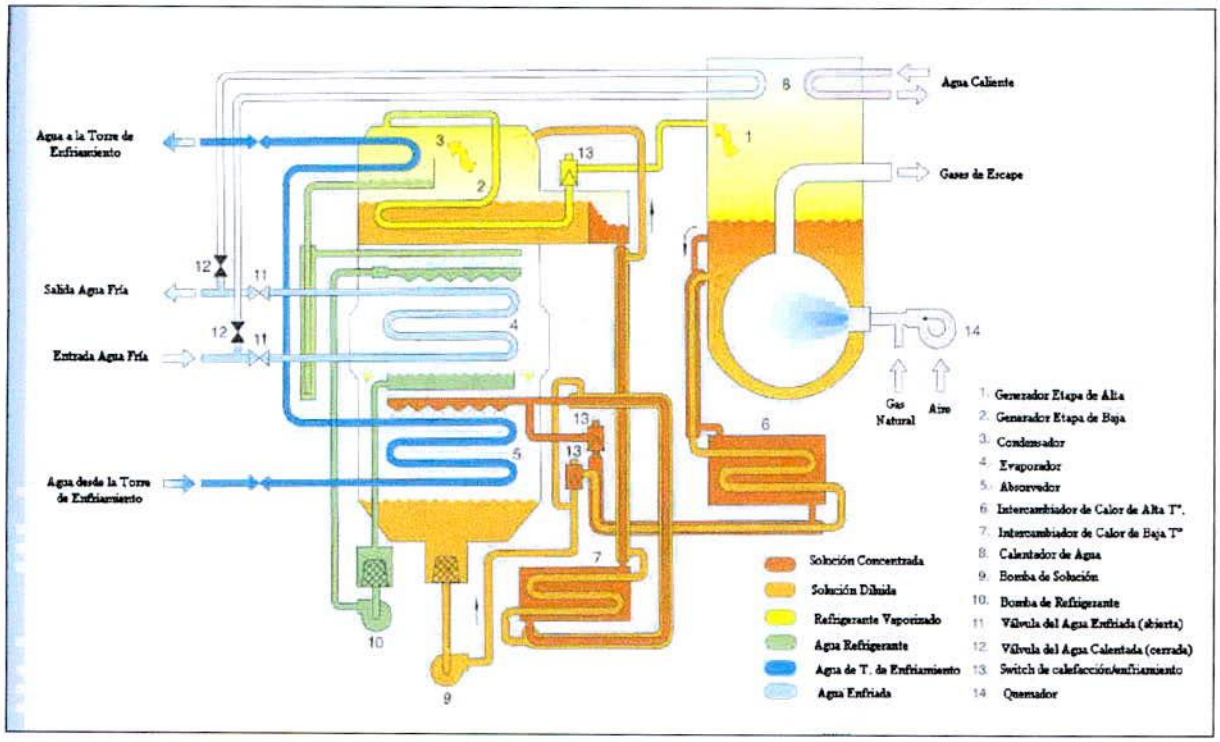


Fig. N ° 1.7: Esquema de funcionamiento de una máquina de absorción de Doble Etapa.

1.1.2.1.2.1 Explicación del Ciclo de Refrigeración por Absorción de Doble Etapa.

☑ Generador de Alta Etapa (GAE):

La solución débil de BrLi es calentada por una llama de 1400 °C hasta los 165°C, con lo que se genera gran cantidad de vapor que se desplaza hacia el generador de baja etapa. La solución incrementa su concentración, pasando de un 57 a un 63% de BrLi, la que retorna al

absorbedor. La presión interior en el generador de alta etapa es aproximadamente de 690 mmHg.

☑ **Generador de Baja Etapa (GBE):**

El vapor generado en el GAE, ingresa por el interior de los tubos de cobre del GBE, calentando la solución diluida que se encuentra por fuera de los tubos a 90°C, generando vapor que ingresará al condensador. La solución concentrada desde 57 a 63´% retorna al absorbedor. El vapor de la GAE, que alimentó energéticamente al GBE (liberando calor), se condensa, y también se dirige al condensador.

☑ **Intercambiador de calor de alta temperatura:**

La solución concentrada del GAE a 165°C intercambia calor con la solución diluida desde el absorbedor a 38°C.

☑ **Intercambiador de calor de baja temperatura:**

La solución de 90°C (concentrada) del GBE intercambia calor con la solución a 38°C (diluida) del absorbedor.

CAPITULO II

Identificación del Cliente y sus Demandas Energéticas

2.1. Identificación del Supermercado demandante del Estudio de Trigeneración.

- ☑ Cadena : Supermercados Santa Isabel.
- ☑ Ubicación : Calle San Martín,Quillota.
- ☑ Dimensiones físicas : 40,5*30.7*5.4 [m^3]

2.2. Estudio de la Demanda Energética.

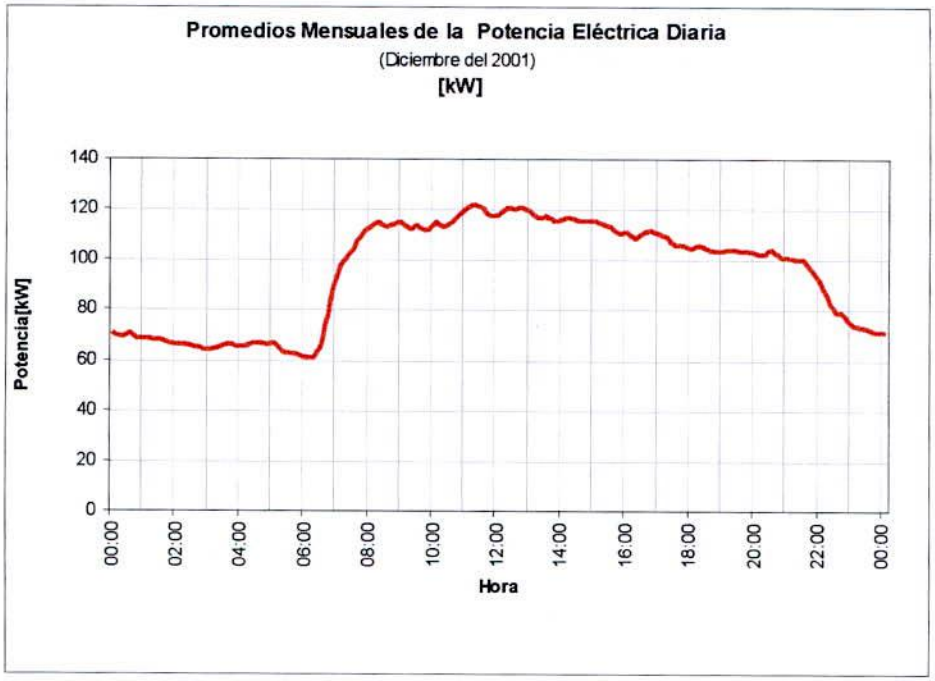
2.2.1 Demanda Eléctrica.

A continuación se presenta la Demanda Eléctrica, graficada en base a la información suministrada por Chilquinta, la que puede ser revisada en el anexo Nº 1.

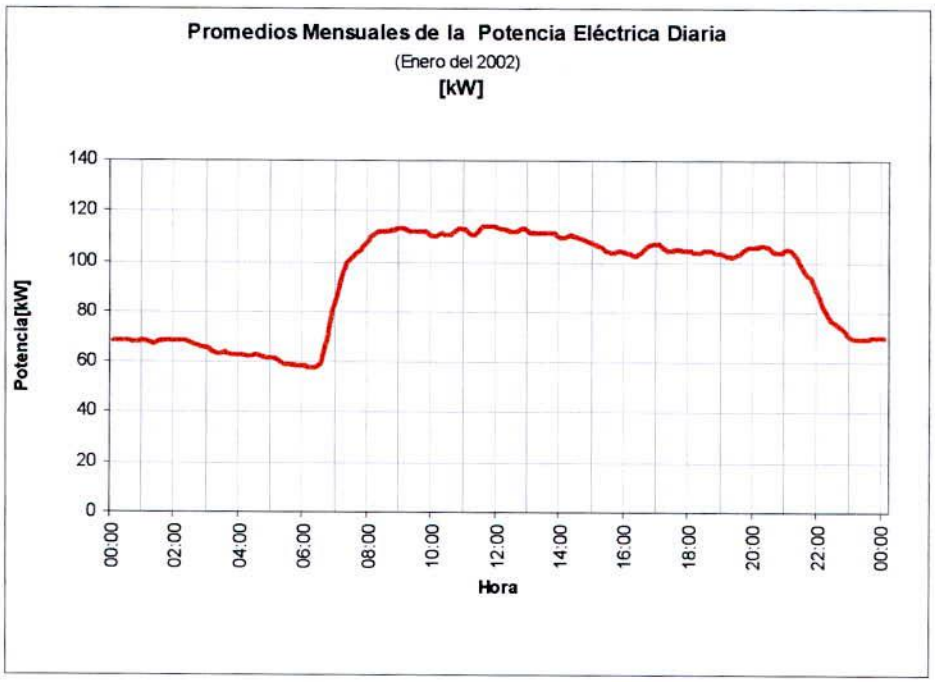
El procedimiento utilizado, fue el siguiente:

a) Obtener el promedio diario de la potencia activa, denominando a esta como aquella potencia que permite ejecutar trabajo (extraída del perfil diario de potencia).
b) Graficar el promedio mensual de la potencia total en función del tiempo.

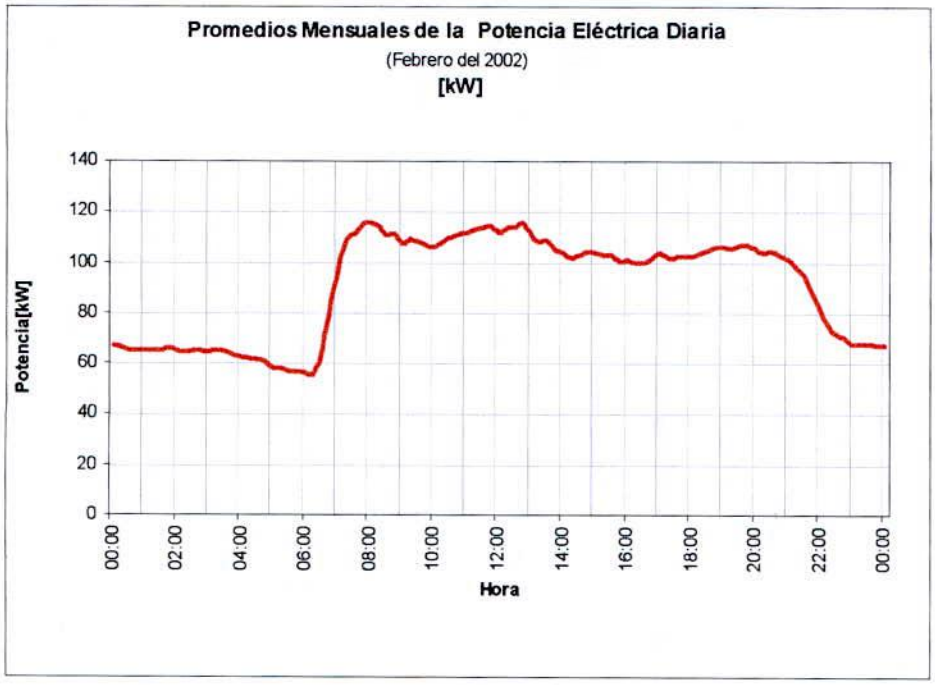
Cabe destacar, que la información abarcó los meses de Diciembre del 2001, Enero, Febrero y Marzo del 2002.



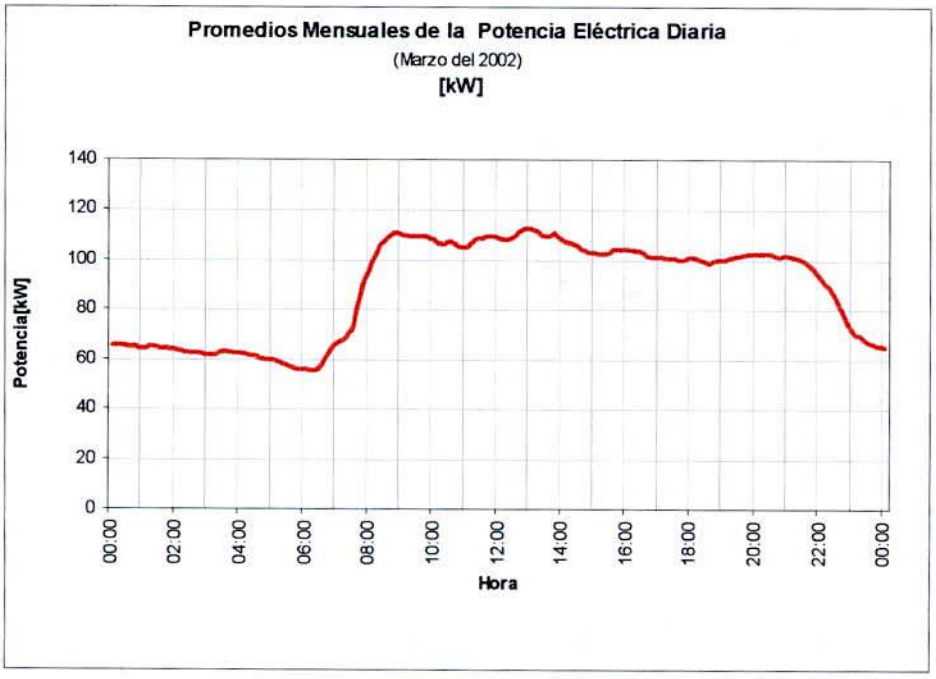
Gráf. Nº 2.1: Promedio de Potencia Eléctrica Diurna en el mes de Diciembre del 2001, para el Supermercado Santa Isabel de Quillota.



Gráf. Nº 2.2: Promedio de Potencia Eléctrica Diurna en el mes de Enero del 2002, para el Supermercado Santa Isabel de Quillota.



Graf. Nº 2.3: Promedio de Potencia Eléctrica Diurna en el mes de Febrero del 2002, para el Supermercado Santa Isabel de Quillota.



Gráf. Nº 2.4: Promedio de Potencia Eléctrica Diurna en el mes de Marzo del 2002, para el Supermercado Santa Isabel de Quillota.

Conclusión de la curvas promedio de la demanda Eléctrica del Cliente.-

De los gráficos mensuales de potencia eléctrica promedio, se puede concluir que existe un comportamiento similar entre un mes y otro, y, que claramente se manifiestan dos períodos: el horario diurno (desde las 09:00 a.m. hasta las 23:00 p.m.), y el nocturno (complemento del día). Los rangos de potencia promedio diurno están entre 100 y 120 [kW], por lo que estimaremos una media de 110 [kW], mientras que para el período nocturno, la media supera levemente los 60 [kW]. La disminución y aumento de potencia demandada en los dos períodos horarios definidos, encuentra total explicación con la operación o no del supermercado (atención del público).

Para las alternativas trigenerativas, se asocia un método de control, en forma adicional, que minimice los peak, con el fin de minimizar la potencia instalada, y que el rendimiento sea el más óptimo, lo que deja a la potencia máxima entre 110 a 120 kW.

2.2. - Demanda Térmica del Supermercado.

Para hacer un análisis serio de la demanda térmica, se optó por utilizar el manual de climatización de Carrier, el que identifica cada una de las ganancias de calor existentes en este tipo de locales, pudiendo particionar hora a hora un día.

A modo de partida, se debe realizar un perfil de temperaturas existentes en el sector donde se encuentra el local. En el anexo 2, podemos identificar un perfil histórico de temperaturas de la zona, que nos conduce a señalar que la máxima temperatura exterior ocurre a las 15:00 h, en el mes de Enero, siendo ésta de 26,7 [ºC].

Como condición de diseño, el cliente estipuló que la temperatura promedio en el interior del local sea de 24 [ºC].

Habiendo identificado lo relativo a las temperaturas externas e internas, se procede al cálculo de cargas térmicas de Carrier.

2.1.1. Identificación de las Características de la Ciudad de Quillota:

- Latitud : **32° 53´ S**
- Longitud : **71° 16´ W**
- Altitud : **120 [m]**
- HR anual : **75 %**
- T máx. promedio anua : **22 [ºC]**
- T mín. promedio anual : **8,4 [ºC]**
- Variación Anual promedio : **13,6 [ºC]**

A continuación, se presenta un mapa de la quinta región, en donde se presenta el posicionamiento de la comuna de Quillota, respecto a la capital regional Valparaíso.

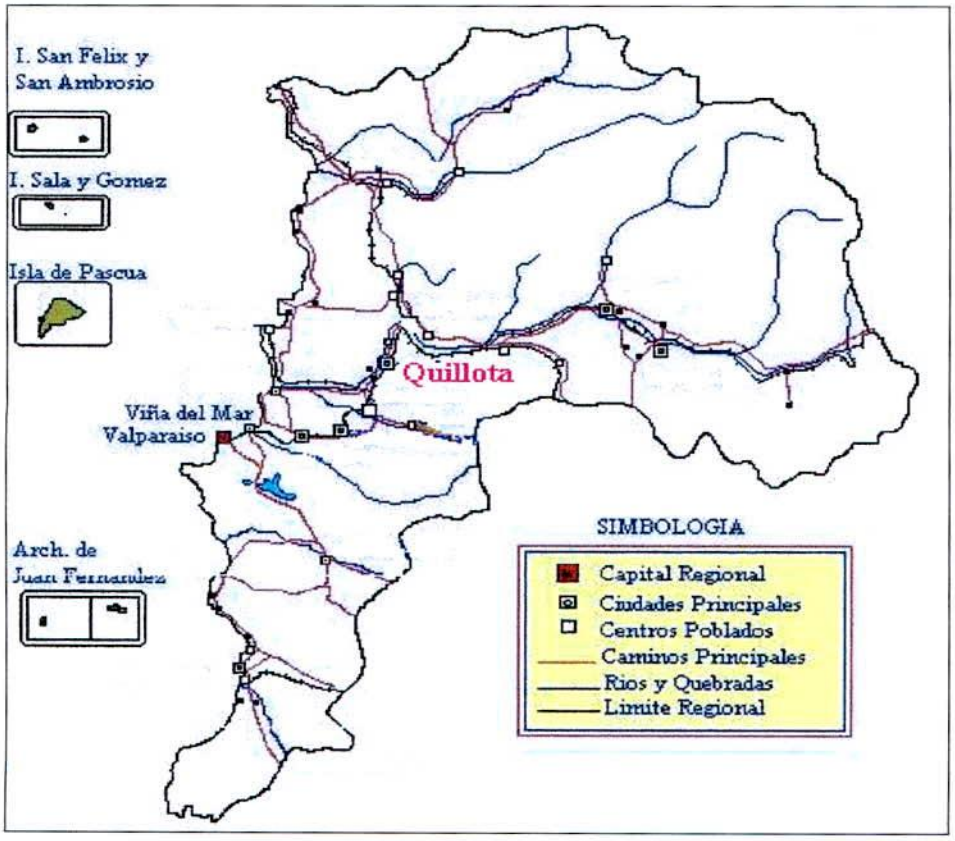


Fig. Nº 2.1: Mapa de la Quinta Región, resaltando la ubicación de Quillota, respecto a la capital regional. (Ref.13)

2.1.2. Dimensiones físicas del local:

- Altura por nivel : 2,7 [m]. Por existir 2 niveles, son 5,4 [m].
- Paredes interiores : 40,9*5.4+37.5*2= 295.86 [m^2].
- Pared exterior orientada al Oeste : pared – ventanas - puerta
  = 40,9 * 5,4 –7*2,4*2,4 – 5,3 *4
  = 220,86 – 40,32 – 21,2 = 159,34 [m^2]
- Suelo : 40,9*37,5 =1533,75[m^2]
- Techo : 40,9*37,5 =1533,75 [m^2]

2.1.3. Peso por [m^2] de los materiales que constituyen este local:

Paredes exteriores	(159,34[m^2])/(40,7*37,5)[m^2]*200 [kg/m^2]	= 20,8 Kg/m^2
Tabiques	½*(40,9+37,5*2)[m]*5,4[m]* 200 [kg/m^2]/(40,9*37,5)[m^2]	= 40,8 Kg/m^2
Suelo	½*288 [kg/m^2]	= 144 Kg/m^2
Techo	½*288 [kg/m^2]	= 144 Kg/m^2
Total	20,8+122,4+144+144	= 350 Kg/m^2

Tabla N° 2.1: Estimación numérica del peso por [m^2], formado por las partes que dan cuerpo al local.

Nota:

i) Los valores destacados en rojo fueron extraídos de las tablas 22 y 29 respectivamente (ver anexo 3).

ii) Todas las menciones a tablas de Carrier, estarán identificadas por su número en el anexo 3.

2.1.4. Ganancia térmica por las ventanas y puertas de cristal externas:

- Área total ventanas : 40,32 [m^2]
- Área total puertas : 21,2 [m^2]
- Máxima aportación solar en Enero por ventanas orientadas al oeste : 444 [kcal/m^2] (de tabla 6 a través de cristal sencillo)
- Cortina exterior de tela color claro : 0,2 (de tabla 16)
- Coeficiente por marco metálico: 1/0,85

Hora solar	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Factor de almacenamiento	0,19	0,17	0,16	0,15	0,23	0,36	0,54	0,66	0,68	0,6	0,25	0,2	0,17

Tabla N° 2.2: Factores de almacenamiento sobre carga térmica, aportaciones solares a través de vidrio (de tabla 9)

La tabla siguiente, engloba a los datos anteriores, siendo ésta, el resultado del producto comprendido entre la máxima aportación solar [kcal/hm^2], la superficie acristalada[m^2], y el factor de almacenamiento por hora [kcal/h].

Hora	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
Carga [kcal/hr]	1.221	1.093	1.028	964	1.478	2.314	3.471	4.242	4.370	3.856	1.607	1.285	1.093

Tabla N° 2.3: Carga de refrigeración debido a la ganancia térmica por las ventanas (por hora).

2.1.5. Ganancia térmica por las personas que permanecen en el recinto:

Para los efectos de esta demanda, utilizaremos la información proporcionada por el personal de informática del local, que nos indica hora a hora la cantidad de ventas efectuadas comprendidas entre los días 19 y 27 de Febrero del año 2002.

A continuación, se presenta una tabla promedio y su respectivo gráfico del promedio de la información suministrada.

Hora de Venta	08 a 09	09 a 10	10 a 11	11 a 12	12 a 13	13 a 14	14 a 15	15 a 16
Personas	0	139	243	337	367	350	220	106

Hora de Venta	16 a 17	17 a 18	18 a 19	19 a 20	20 a 21	21 a 22	22 a 23	
Personas	127	203	266	295	259	169	11	

Tabla Nº 2.4: Número de ventas promedio en función de la hora para el período del 19 al 27 de Febrero del 2002.



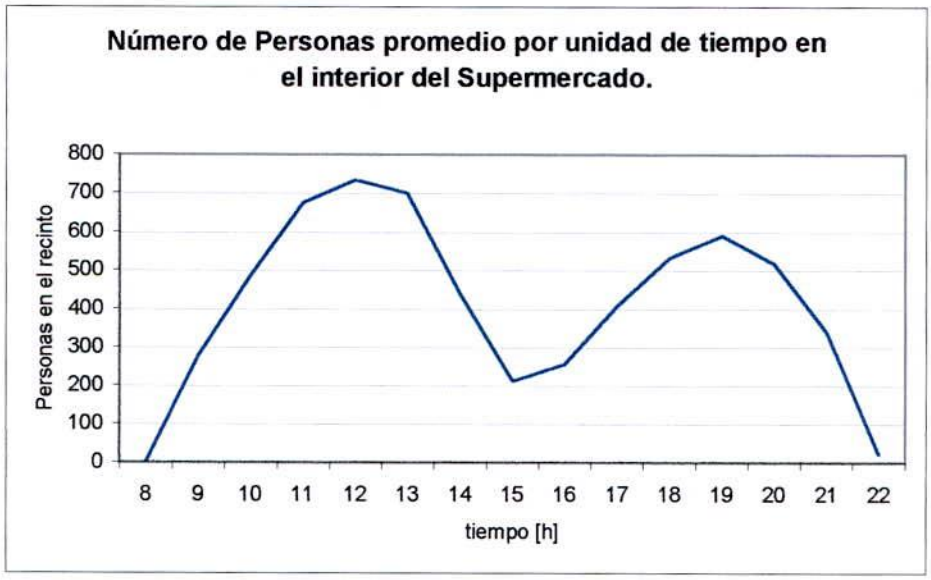
Gráf. Nº 2.5: Número de ventas promedio en función de la hora para el período del 19 al 27 de Febrero del 2002.

Considerando que el interés por cuantificar la cantidad real de gente que se encuentra en el local a las distintas horas, y que ingresa gente al local sin efectuar compras, más los consumidores que son acompañados por terceros, se decide multiplicar el número de ventas por 2.

De esta forma las personas hipotéticamente reales que están en el supermercado, se reflejan en la siguiente tabla y gráfico:

Hora de Venta	08 a 09	09 a 10	10 a 11	11 a 12	12 a 13	13 a 14	14 a 15	15 a 16
Nº Ventas Promedio	0	277	486	674	733	700	441	212
Hora de Venta	16 a 17	17 a 18	18 a 19	19 a 20	20 a 21	21 a 22	22 a 23	
Nº Ventas Promedio	254	407	532	590	518	338	22	

Tabla Nº 2.5: Número de personas promedio en el interior del local en función de la hora para el período del 19 al 27 de Febrero del 2002.



Gráf. Nº 2.6: Número de personas promedio en el interior del local en función de la hora para el período del 19 al 27 de Febrero del 2002.

Habiendo definido la cantidad de personas en el interior del supermercado, y considerando un metabolismo medio de las personas que circulan de pie , en marcha lenta, aplicado a almacenes y tiendas, de 113 kcal/hr, desde la tabla 48, se tiene la siguiente ganancia producto del calor humano irradiado:

Hora de Venta	08 a 09	09 a 10	10 a 11	11 a 12	12 a 13	13 a 14	14 a 15	15 a 16
Calor Humano [kcal/h]	0	31.339	54.893	76.212	82.867	79.075	49.795	23.906
Hora de Venta	16 a 17	17 a 18	18 a 19	19 a 20	20 a 21	21 a 22	22 a 23	
Calor Humano [kcal/h]	28.752	45.953	60.091	66.695	58.534	38.219	2.536	

Tabla Nº 2.6: Potencia térmica promedio estimado, emitida por las personas en el interior del local en función de la hora para el período del 19 al 27 de Febrero del 2002.



Gráf. Nº 2.7: Potencia térmica promedio estimado, emitida por las personas en el interior del local en función de la hora para el período del 19 al 27 de Febrero del 2002.

2.1.6. Ganancia térmica por la iluminación

Estableciendo un promedio de 30 [W/m^2] de intensidad luminosa, se tiene la siguiente relación para la potencia calórica generada:

= 30[W/m^2]*0,86[kcal/W]*1,25(debido a la R fluorescente)*(40,9*37,5) [m^2](debido al área del techo)*factor de almacenamiento desde que se encienden las luces.

Respecto al último término de la ecuación, este se extrae desde la tabla 12 del manual Carrier, ingresando por el peso por metro cuadrado del local, y por la cantidad de horas que se encuentra el alumbrado en funcionamiento.

Hora	08 a 09	09 a 10	10 a 11	11 a 12	12 a 13	13 a 14	14 a 15	15 a 16
Factor Lumínico	0,46	0,79	0,84	0,86	0,87	0,88	0,88	0,89
Hora	16 a 17	17 a 18	18 a 19	19 a 20	20 a 21	21 a 22	22 a 23	
Factor Lumínico	0,89	0,9	0,9	0,3	0,26	0,22	0,19	

Tabla Nº 2.7: Factor Lumínico extraído desde la tabla 12 del Manual Carrier.

Se aprecia que la potencia emitida por las luminarias es dependiente del tiempo, y al hacer la operación se obtienen las potencias calóricas identificadas en la tabla Nº 2.8.

Hora	08 a 09	09 a 10	10 a 11	11 a 12	12 a 13	13 a 14	14 a 15	15 a 16
Potencia Térmica [kcal/h]	62.678	107.642	114.455	117.180	118.543	119.906	119.906	121.268
Hora	16 a 17	17 a 18	18 a 19	19 a 20	20 a 21	21 a 22	22 a 23	
Potencia Térmica [kcal/h]	121.268	122.631	122.631	40.877	35.427	29.976	25.889	

Tabla Nº 2.8: Potencia térmica emitida por las luminarias en función de las horas del día.

2.1.7. Máxima variación de temperatura permitida en el interior del local:

Como criterio de diseño, se especificó que la temperatura interior del local debe ser de 24 [ºC], no obstante, se acepta una variación de un grado Celsius.

La implicancia numérica de la condición anterior tiene la siguiente relevancia:

De la tabla 13 del manual Carrier, ingresando por el peso por unidad de superficie, y con un 50 % de la superficie de la pared acristalada, nos arroja un coeficiente de 6,75.

La reducción en la carga máxima se rige por la siguiente fórmula:

Superficie del suelo * variación de temperatura deseada * factor de almacenamiento

= 40,9*37,5[m^2]*1[ºC]*6,75 = 10.353 [kcal/hr].

El valor anteriormente calculado, debe ser restado a la ganancia térmica real hora a hora.

2.1.8. Transmisión de Calor a través de las paredes exteriores.-

La ecuación que rige este ítem, corresponde a:

$$q = K * A * \Delta te,$$

en donde:

K = Coeficiente global de transmisión [kcal/hr*m^2*^{o}C]

A = Área de transferencia de calor [m^2]

Δte = Diferencia equivalente de temperatura [^{o}C]

por lo tanto:

q = Flujo de calor [kcal/hr]

El procedimiento de obtención de cada uno de los términos es el siguiente:

- ☑ **Densidad Superficial del techo del supermercado.**
  - **Cubierta**
    Placas de fibrocemento **15 [kg/m^2]**
  - **Bajo techumbre**
    Papel en subtejado, madera de 20 mm **15 [kg/m^2]**
    Panel de yeso 10 mm **10 [kg/m^2]**
  - **Peso por m2** **40 [kg/m^2]**

Con el peso estructural del techo calculado, se ingresa en la tabla 20 del manual de Carrier.

Con la condición de soleado, lo que nos arroja los siguientes Δtem en función de la hora solar:

Hora	9	10	11	12	13	14	15	16
Δtem para techo [ªC]	-2,8	-0,5	3,9	8,3	13,3	17,8	21,1	23,9

Hora	17	18	19	20	21	22	23	24
Δtem para techo [ªC]	25,6	25	22,8	19,4	15,6	12,2	8,9	5,5

Tabla Nº 2.9: Diferencia equivalente de temperatura en función de la hora solar para techos.

Lo anterior es válido para techo de color oscuro, 35 [ºC] de temperatura exterior, 27[ºC] de temperatura interior, 11 [ºC] de variación de la temperatura exterior en 24hr., mes de Enero, y 40 º latitud Sur.

☑ **Ecuación de Corrección**

Debido a que las condiciones de la tabla en cuestión no corresponde con las del proyecto, utilizaremos la siguiente ecuación que nos acerca a nuestra realidad:

$$\Delta te = a+\Delta tes+b*Rs/Rm*(\Delta tem-\Delta tes)$$

en donde:

Δte = diferencia equivalente corregida

☑ **Obtención de a.-**

a = Corrección proporcionada por la tabla 20 A, teniendo en cuenta:

Un incremento distinto de 8 [ºC] entre las temperaturas interior y exterior (esta última tomada a las 15 hr del mes considerado)

ΔT diario promedio para el mes de Enero = 26,7-11,6 = 15,1[ºC]

Temperatura exterior a las 15:00 en Enero menos temperatura interior = 26,7-24 =2,6 [ºC]

Ingresando en la tabla 20 A, se obtiene **a = -7 [ºC]**. (válido para pared y techo)

☑ **Obtención de Δtem y Δtes para el techo.-**

Δtes = Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para el techo soleado.

Δtem = Diferencia equivalente de temperatura en función de la hora solar para el techo soleado.

Se mantiene el Δtem identificado en la tabla 6.

☑ **Obtención de Rs y Rm.**

Rs = Máxima insolación [kcal/h*m^2] correspondiente al mes y latitud supuestos.

Rm = Máxima insolación [kcal/h*m^2] correspondiente al mes de Enero y latitud 40° Sur.

Tabla	Rs	Rm	Ubicación
15	444	444	**Pared Oeste**
15	667	631	**Techo**

Tabla Nº 2.10: Máxima aporte por insolación en los sectores supuestos y verdaderos.

☑ **Obtención de b.-**

b := Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared

b = 0,5 por ser blanca la muralla.

De igual forma (considerando el peso de la pared por metro cuadrado), se ingresa a la tabla 19, y en función de la orientación oeste, y de la hora solar, se extrae el siguiente Δtem:

Hora	9	10	11	12	13	14	15	16
Δtem [°C]	3.3	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.5	6.7
Hora	17	18	19	20	21	22	23	24
Δtem [°C]	9.4	11.1	13.9	15.6	15	14.4	10.6	7.8

Tabla Nº 1.10: Diferencia equivalente de temperatura en función de la hora solar para pared orientada al oeste.

UNIVERSIDAD TECNICA
FEDERICO SANTA MARIA
BIBLIOTECA CENTRAL
INVENTARIO : M18029 c3

Las condiciones de la tabla Nº 1.10, son idénticas a las de la tabla 20 del manual Carrier, por lo que también es válido utilizar la ecuación de corrección.

A continuación se presentan los coeficientes para satisfacer la ecuación:

b = 1 para el techo por ser rojo.

A = -7

Rs = 444

Rm = 444

Utilizando la ecuación de corrección se obtienen los siguientes valores para la diferencia equivalente corregida (Δte):

hora	Δte techo	Δte pared
9	-9,96	-5,35
10	-7,53	-5,35
11	-2,88	-5,35
12	1,77	-5,35
13	7,06	-5,05
14	11,82	-4,80
15	15,30	-4,25
16	18,26	-3,65
17	20,06	-2,30
18	19,43	-1,45
19	17,10	-0,05
20	13,51	0,80
21	9,49	0,50
22	5,90	0,20
23	2,41	-1,70
24	-1,19	-3,10

Tabla Nº 2.11: Diferencia equivalente corregida para el techo y la pared en función de las distintas horas solares.

Para cumplir con el cálculo del calor que se transmite por la pared y techo externos del local, sólo nos restan los valores del coeficiente global de transmisión (K) en [kcal/hr*m^{2}*ºC] y el área de transferencia de calor

(A) en [m^2].

☑ **Determinación del K para muros exteriores.**

Hemos supuesto muros de ladrillo ordinario, de 10 cm, sin revestimiento exterior, lo que arroja un K de 1,42 [kcal/m^2*hr*°C] (Extraído de tabla 22)

☑ **Determinación del K para techo.**

De las características físicas del techo, nos arroja un K de 1,42 [kcal/m^2*hr*°C]

(Extraído de tabla 28 del Manual Carrier).

☑ **Determinación del área del techo y de la pared.**

- Área del techo = 40.8*37.5 = 1533.75 [m^2]
- Área de la pared = 40.8*5.4-40.32= 180[m^2]

☑ **Determinación del calor que fluye por el techo y la pared exterior (q).**

Habiendo obtenido cada uno de los valores para la fórmula del calor en función de la hora solar, se presenta la siguiente tabla que muestra el calor ganado por cada sector:

Hora	Q techo [kcal/h]	Q pared [kcal/h]
9	-21.691,58	-11.345,59
10	-16.396,57	-11.345,59
11	-6.266,97	-11.345,59
12	3.862,97	-11.345,59
13	15.373,53	-10.709,39
14	25.733,34	-10.179,22
15	33.330,54	-9.012,85
16	39.776,54	-7.740,45
17	43.690,35	-4.877,54
18	42.309,04	-3.074,97
19	37.244,24	-106,03
20	29.416,83	1.696,54
21	20.668,54	1.060,34
22	12.841,13	424,13
23	5.243,93	-3.605,14
24	-2.583,48	-6.574,08

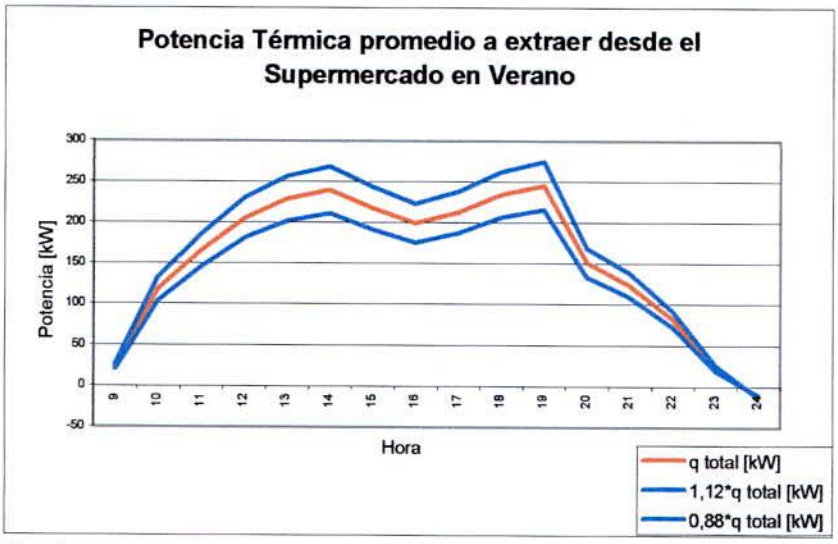
Tabla Nº 2.12: Ganancia de calor por la pared exterior orientada hacia el Oeste y el techo.

Finalmente, al hacer la sumatoria de todas las potencias térmicas que contribuyen a calentar el ambiente interior del supermercado, se obtiene la tabla Nº 2.13.

hora	q total [kcal/hr]	q total [kW]
9	20.509	24
10	101.979	118
11	142.411	165
12	176.521	205
13	197.199	229
14	206.495	240
15	187.136	217
16	171.099	199
17	182.851	212
18	201.321	234
19	211.114	245
20	129.618	151
21	106.429	124
22	71.108	83
23	19.711	23
24	-9.158	-11

Tabla Nº 2.13: Ganancia de calor total en verano, la que incluye cantidad de personas, iluminación, techo, pared y ventanas.

Al graficar la tabla anterior, arroja la siguiente curva de potencia térmica a extraer desde el interior del recinto en función de la hora solar:



Gráf. Nº 2.8: Potencia térmica promedio que debe ser extraída desde el interior del supermercado en Verano.

Observación:

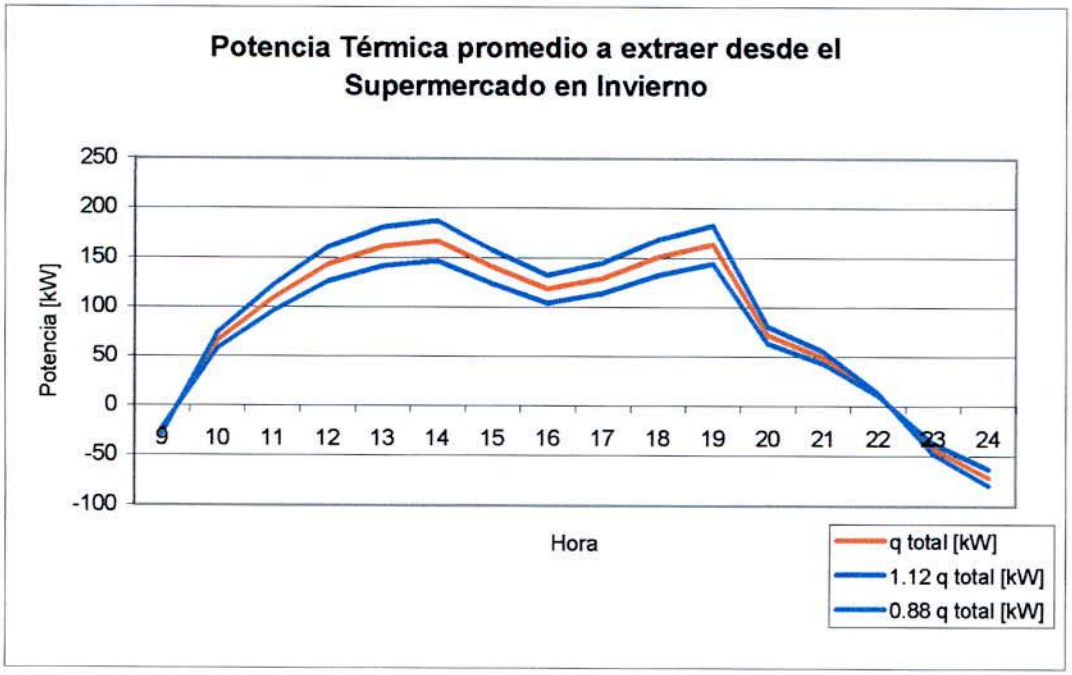
- Se utilizó el criterio de utilizar una banda de 12 % sobre y bajo la potencia calculada, esto por la incerteza de haber utilizado promedios para efectuar dichos cálculos.
- Se manifiesta la duda de si es necesario utilizar sólo un generador de agua fría, utilizada en verano para climatizar, o una bomba de calor, la que sería utilizada en invierno. Utilizando el mismo método que en la condición de verano, se utilizó esta vez para el mes de Junio, mes que registra las menores temperaturas ambientales de la localidad (Anexo 2).

Dicho cálculo arrojó la siguiente tabla:

Hora	q total [kcal/hr]	q total [kW]
9	-22.143	-26
10	57.152	66
11	93.423	109
12	123.371	143
13	139.135	162
14	144.020	167
15	121.198	141
16	102.141	119
17	111.446	129
18	129.957	151
19	140.960	164
20	62.152	72
21	42.744	50
22	10.824	13
23	-36.272	-42
24	-61.056	-71

Tabla Nº 2.14: Ganancia de calor total en invierno, la que incluye cantidad de personas, iluminación, techo, pared y ventanas.

Graficando dicha tabla, se obtiene:



Gráf. Nº 2.9: Potencia térmica promedio que debe ser extraída desde el interior del supermercado en Invierno.

☑ Conclusión de las Demandas Térmicas y Eléctricas.-

Claramente podemos observar que la tendencia de la curva eléctrica es a fluctuar en el día entre los 100 y 120 [kWe] hasta las 21:15 horas, para luego disminuir llegando hasta los 60[kWe]. Esta disminución es propia del cese de funciones del local, lo que se refleja en los gráficos promedios diarios de cada mes. Por su parte, la demanda térmica es más variable, teniendo peak a las 13:30 y 19:30 horas del orden de los 250[kWt], directamente relacionado con la cantidad de consumidores que visitan el supermercado. Al no tener registro de las personas que concurren al supermercado en invierno, se conservó este parámetro. Bajo estas condiciones, se requiere un equipo de absorción solo frío, tanto en verano como en invierno.

El aseguramiento de mantener el Supermercado a la temperatura de diseño (24ºC) a las 9:00 horas en época de invierno, se puede establecer de la siguiente forma:

Mínima temperatura en Invierno:		- 3,5 [ºC].
Temperatura a las 22:00 horas	:	+ 24 [ºC].
Delta de temperatura	:	27,5 [ºC].
Volumen de la sala a climatizar	:	40,5*30.7*5.4 = 6.714 [m^3]
Densidad del aire	:	1 [kg/m^3]
Cp del aire	:	1 [kJ/kgK]

Con la relación 3.2, se estima una disminución en la energía térmica de:

$$Q = [6.714\ [m^3]^*\ 1\ [kg/m^3]\ ]^*\ 1\ [kJ/kgK]^*\ 27,5\ [^oC]$$
$$= 184.635\ [kJ]$$

Para suministrar esta energía en una hora, se requiere una potencia térmica de 51,3 [kW], la que posteriormente veremos si es factible de alcanzar con los gases de escape del sistema motriz del generador.

Por otra parte, la relación entre las potencias peak, térmica y eléctrica, para el período de invierno es de 180/153 = 1,17 y de 280/153 = 1,83 en verano, lo que según la figura 1.5, está entre un motor diesel y una turbina a gas.

Si se considera la potencia instalada en trigeneración de 120 kW, las relaciones serán de 1.5 y 2.3, lo que mantiene la selección anterior.

Para efectos de trigeneración, es vital que exista una tendencia similar entre la demanda térmica y eléctrica en función de la hora. Podemos apreciar que esto dicta de acontecer, salvo pasadas las 21:15 horas donde ambas curvas de demanda decrecen. Lo anterior nos lleva a pensar en poder utilizar estanques térmicos que permitan almacenar el agua fría en los tiempos donde la demanda térmica sea baja (De 9 a 10 am, y de 20:30 a 24:00 pm). Los costos de inversión, serán la priorización para ejecutar un estudio de la conveniencia de instalar una configuración con o sin estanque para lograr la potencia térmica demanda, situación estudiada en el siguiente Capítulo.

CAPITULO III

Optimización Económica de un Sistema Generación Pulmón (Relación entre el caudal generado de agua fría v/s volumen de estanque térmico)

3.1. Criterio de Selección del Sistema Generación-Pulmón.

Respecto a la incompatibilidad de las curvas eléctricas y térmicas, es que se propone como solución técnica un equipo de absorción (sólo frío), acompañado de un estanque térmico, los que son denominados como sistema Generación-Pulmón.

La finalidad de utilizar este estanque es ocuparlo como un amortiguador entre la demanda térmica del local y la capacidad de generación de agua fría por parte del equipo de absorción. Esto es, al momento de ser la demanda térmica del supermercado superior al flujo generado, intercede el estanque, entregando el volumen de agua acumulada, lo que permite satisfacer los requerimientos demandados.

Analizando las ventajas de esta configuración, nos encontramos con que la máquina generadora de agua fría puede trabajar a régimen constante, en la condición de operación de mayor rendimiento térmico. Directamente proporcional a lo anterior, es que los costos de operación del sistema disminuirán en relación a que si ésta trabaje en un régimen fluctuante. Igualmente, los índices de emisión disminuirán, lo que minimiza la contaminación ambiental.

Hasta el instante, sólo hemos hablado de las ventajas de contar con este sistema, pero ¿Cuál es el criterio de selección?

Como siempre, los recursos son limitados, es por esto, que prima el concepto económico para efectuar la elección.

De la asignatura Ingeniería de Plantas Industriales, sabemos que los Costos Globales son la sumatoria de los costos de inversión, más los de operación y de mantención. Este último se ve cuantificado por la probabilidad de falla, asumiendo los costos de ineficiencia, así como los repuestos y la mano de obra.

Analizando uno a uno se tiene:

✓ **Costo de Inversión (C_{inv}):**

$$C_{inv.} = C_{acumulador} + C_{generador} \quad [3.1]$$

En particular, el precio del acumulador depende directamente del volumen, mientras que el precio del generador, del caudal de agua fría generada.

Mediante una relación, se dejará al volumen del acumulador dependiente del caudal generado por una máquina de absorción. En base a éste, se derivará la suma de los costos para obtener una relación óptima entre el caudal y volumen.

La pregunta natural, es *¿Cómo obtener la función que relaciona el volumen del estanque en función del caudal generado?*

Inicialmente debemos partir por estudiar y determinar la Mayor demanda térmica (verano), a la que le adicionaremos un 30 % más, como factor de seguridad.

Bajo estas condiciones, el gráfico 2.9 incrementa sus valores, hasta llegar a una potencia máxima de 325 [kWt]. Si tuviera un generador de esta potencia, obviamente que no necesitamos instalar un estanque, pero si la potencia del generador es sólo una fracción de la demandada, *¿Cuál sería la capacidad del estanque?*

Para responder esta interrogante, recurriremos a la ecuación

$$Q[kJ] = m[kg] * c_p\left[\frac{kj}{kg^\circ C}\right] * \Delta t[^\circ C] \qquad [3.2]$$

En donde:

Q = Energía térmica demandada [kJ].

m = masa de agua generada [kg].

cp agua = $4{,}18\left(\frac{kJ}{kg^\circ C}\right)$

Δt agua = (24-7) = 17 [ºC]; con 24[ºC], temperatura de climatización ambiental (condición de diseño), y 7 [ºC], temperatura del agua que sale del generador de agua fría.

Adicionalmente, sabemos la relación

$$\delta\left[\frac{kg}{m^3}\right] = \frac{m[kg]}{V[m^3]} \qquad [3.3]$$

En donde:

δ := densidad del agua = 1000 [kg/m^3]

m := masa del agua [kg]

V := volumen de agua [m^3]

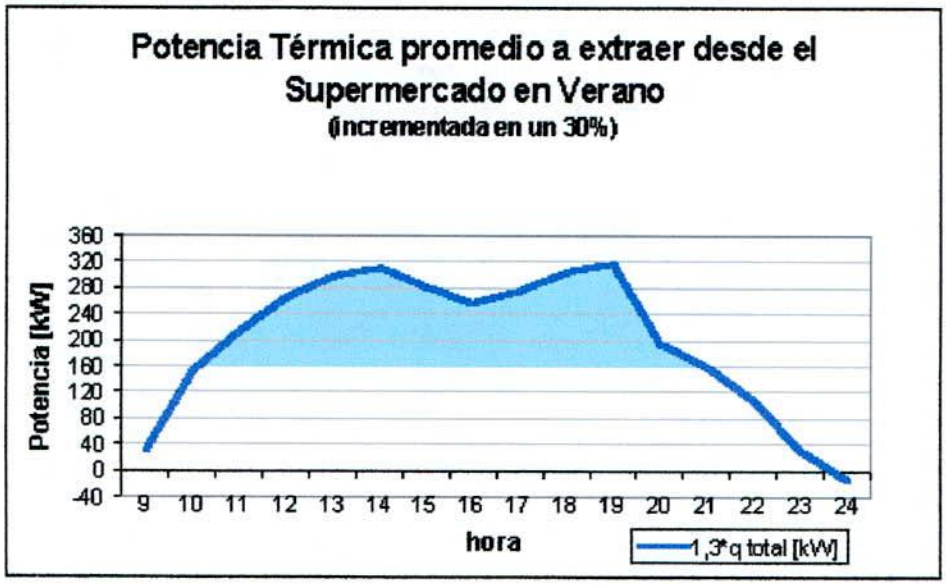
Uniendo ambas ecuaciones, se obtienen los siguientes volúmenes de estanques para los distintos porcentajes de la potencia térmica máxima demandada:

Potencia del Generador [kW]	Volumen Estanque [m^3]
162	71,7
210	29,4
240	17,3
260	9,7
280	4,7
288	1,8
300	0,7
310	0,1

Tabla Nº 3.1: Volumen del estanque en función de la potencia térmica generada por máquina de absorción.

Se ejemplifica la obtención de los volúmenes de estanque en función de la potencia generada, con el generador de 162 [kW], que corresponde a la mitad de la demanda térmica.

Dado que la potencia térmica del generador de agua fría permite alimentar hasta 162 kWt, la potencia restante debe ser alimentado por un estanque. La visualización de la potencia diaria en verano de esta situación se visualiza en el gráfico 3.1.



Gráf. 3.1.- Potencia térmica a extraer del Supermercado en verano, incrementada en un 30 %.

Del gráfico 3.1, podemos ejecutar los siguientes cálculos:

- Área que supera los 162 [kW]

  = 708 [mm^2]

- Relación entre el área calculada y la energía:

5 [mm^2] = 10 [kWh], por lo que el área integrada nos arroja una energía de:

$$Q= \ 708\left[mm^2\right]*\left(\frac{10[kWh]}{5[mm^2]}\right) = 1416\ [kWh],$$

equivalentes a 5.097.600 [kJ].

Reemplazando en la combinación de relaciones [3.2] y [3.3] se tiene:

$$V\left[m^3\right]=\left(\frac{Q[kJ]}{cp\left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C}\right]*\Delta t[^{\circ}C]*\delta\left[\frac{kg}{m^3}\right]}\right)$$

Evaluando la expresión anterior con los datos previamente calculados, se tiene:

$$V\left[m^3\right]=\left(\frac{5.097.600[kJ]}{4{,}18\left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C}\right]*17[^{\circ}C]*1000\left[\frac{kg}{m^3}\right]}\right)\cong 71{,}7\left[m^3\right]$$

Por lo tanto, de todos los cálculos anteriores, se concluye, que si la capacidad del generador de agua fría es de 162 [kWt], el volumen del estanque debe ser aproximadamente de 71,7 [m^3].

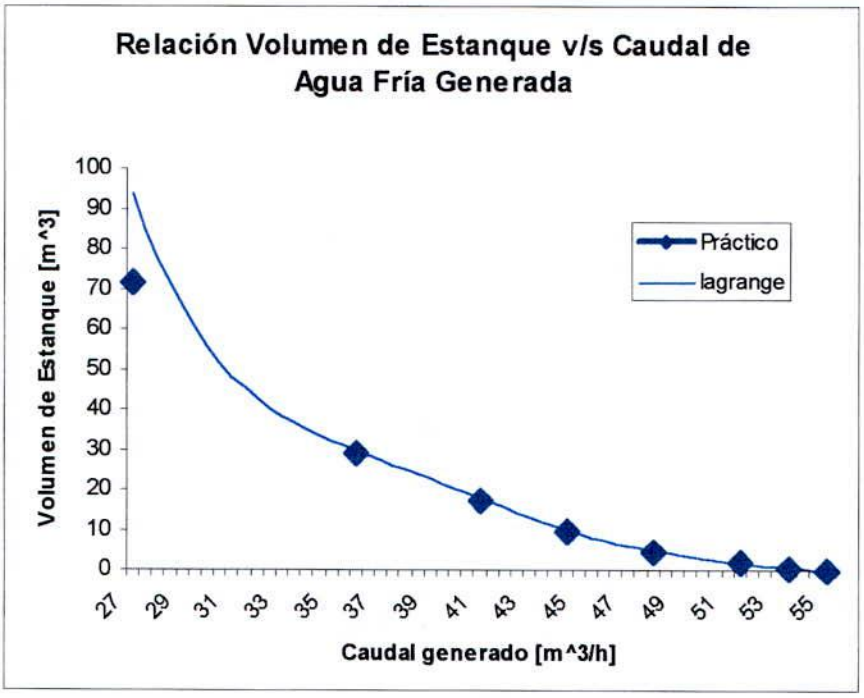
Importante es hacer notar, que existe una relación directa entre la potencia generada, y el caudal de agua fría. Esto se logra, si utilizamos las mismas relaciones anteriores, pero en vez de energía térmica, será potencia, y en vez de volumen, se utilizará el concepto de flujo volumétrico.

El resultado de los cálculos pueden ser visualizados en la siguiente tabla :

Potencia del Generador [kW]	Flujo de agua fría [m^3/h]
162	27,6
210	36,2
240	41,3
260	44,8
280	48,2
300	51,7
310	53,4
320	55,1

Tabla Nº 3.2: Relación entre la potencia térmica generada y el caudal de agua fría.

Si iteramos el procedimiento con distintas potencias de generación, obtenemos los valores de volumen y caudal registrados en las tablas 1.15 y 1.16 respectivamente, los que pueden ser visualizados en el gráfico 3.2, en la serie puntos prácticos.



Gráf. Nº 3.2: Volumen del estanque en función del caudal generado para la demanda del Supermercado de Quillota.

En este gráfico se aprecia una curva de color azul, que es una aproximación de los puntos discretos extraídos de las tablas 3.1 y 3.2, dicha curva, representada para efectos futuros, como "y(x)", fue obtenida por el método de aproximación polinomial de Lagrange (ver anexo N° 4)

El paso siguiente corresponde a obtener una relación entre el costo de un componente, y alguna característica técnica, la que para el estanque será su capacidad, mientras que para el generador será su potencia.Por lo tanto, se tiene:

$$C_A = C_B \left(\frac{P_A}{P_B} \right)^n \qquad [3.4]$$

Donde:

C_i = Costo del equipo i.

P_i = Característica técnica del equipo i (Potencia, flujo másico, etc.)

n = Factor de escalamiento

Las alternativas para el factor de escalamiento son las siguientes:

n < 1 ➔ economía de escala;

n > 1 ➔ deseconomía de escala;

n = 1 ➔ sistema modular.

Estimativamente, en función de las demandas posibles, se cotizaron los siguientes equipos:

✓ Generadores de agua fría: (Fuego Indirecto)
[Proveedor cotizado: Matec (ver anexo 5)]

Potencia: 50 [TR]; Flujo másico: 30,2 [m^3/h]; Costo: 46.088 [US$]
Potencia: 80 [TR]; Flujo másico: 48,4 [m^3/h]; Costo: 60.788 [US$]

✓ Estanques aislados térmicamente:

[Proveedor cotizado: Ionox]

Capacidad:	2.000 [L];	Costo:	2.580 [US]
Capacidad:	3.000 [L];	Costo:	3.500 [US]

Aplicando la función "ln" a la relación [3.4],y utilizando los datos anteriormente descritos, se obtuvieron los siguientes factores de escalamiento:

- n máquina generadora de agua fría : 0.44
- n estanque : 0.75

Por lo tanto, podemos concluir que ambos componentes del sistema poseen una economía de escala, es decir, mientras Mayor sea la potencia de refrigeración y el volumen de almacenamiento, menor será el costo específico.

Reemplazando en la relación [3.4], se tiene:

a) Función del Costo del Estanque a partir de otro con Capacidad y Costo conocidos.

$$E(x) := 2580 \cdot \left(\frac{y(x)}{2} \right)^{0.75}$$

Donde:

E(x) : Costo del estanque [US$]

Note que, el valor 2.580 representa el costo, en US$, de un estanque de 2 [$m^3$].

b) Función del Costo del Generador de Agua Fría a partir de otro con Caudal y Costo conocidos.

$$G(x) = 46.088\left(\frac{q}{30,2}\right)^{0,44}$$

Donde:

G(x) : Costo del generador [US$]

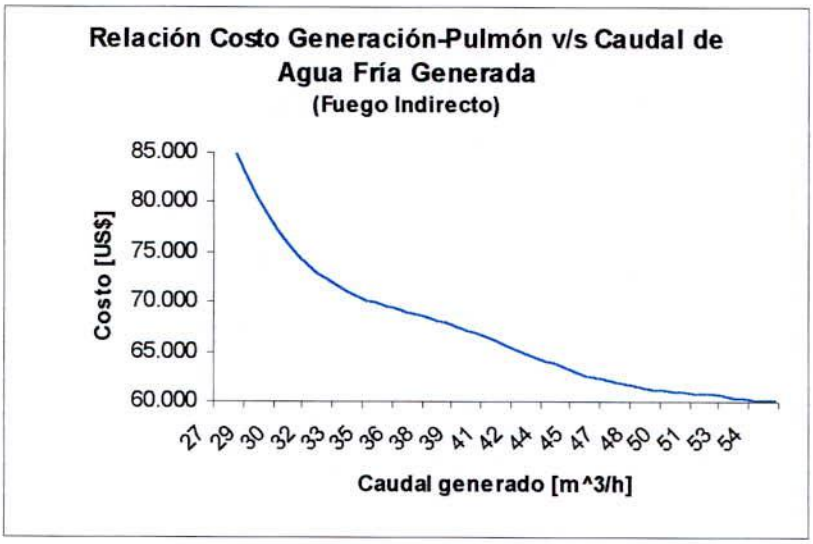
Note que, el valor 46.088 representa el costo en US$, de un generador de 30.2 [m^3/h].

Utilizando la relación [1.1], pero esta vez parametrizada en función del caudal, logramos generar la siguiente gráfica:

$$T(x) := G(x) + E(x)$$

Donde:

T(x) : Costo de inversión total del Sistema para alimentar enfriadores del supermercado. [US$]



Gráf. 3.3: Costo total del Sistema para alimentar enfriadores del supermercado, en función de los caudales generados. (Fuego Indirecto)

Se concluye, por tanto, que desde el punto de vista de la Inversión, el óptimo se encuentra sin utilizar estanque, surtiendo el agua fría un generador de **55 [m^3/h]**, lo que representa un costo de inversión de **US$ 60.283.-**

El procedimiento anterior, fue ejecutado con máquinas de absorción de fuego indirecto, lo que significa que el suministro de calor a la máquina de absorción es mediante agua caliente (89 °C), situación que da pie a la utilización de un sistema trigenerativo, por recuperar el calor de los gases de escape.

Importante es hacer notar, que la recuperación de los gases de escape desde un generador de electricidad, no necesariamente satisface la cantidad de energía (agua caliente) demandada por el equipo seleccionado de menor costo de inversión, por lo que en caso de ser insuficiente, se debe utilizar un generador de agua caliente, que obviamente debe ser considerado dentro del costo de inversión del sistema de climatización, por lo que el análisis económico efectuado, no es absoluto.

Para contrastar el sistema trigenerativo con una condición normal, se utiliza un equipo de absorción de fuego directo, es decir, aquel que cuenta con un quemador de gas natural u otro combustible en su interior, permitiendo transformar la energía química del combustible en energía térmica.

El procedimiento de selección del sistema Generación-Pulmón no difiere del anterior, por lo que se indicarán los valores de las máquinas para las distintas potencias, los índices de Willians y la configuración óptima encontrada.

- ✓ Generadores de agua fría: (Fuego Directo)
  [Proveedor cotizado: Ionox (ver anexo 6)]

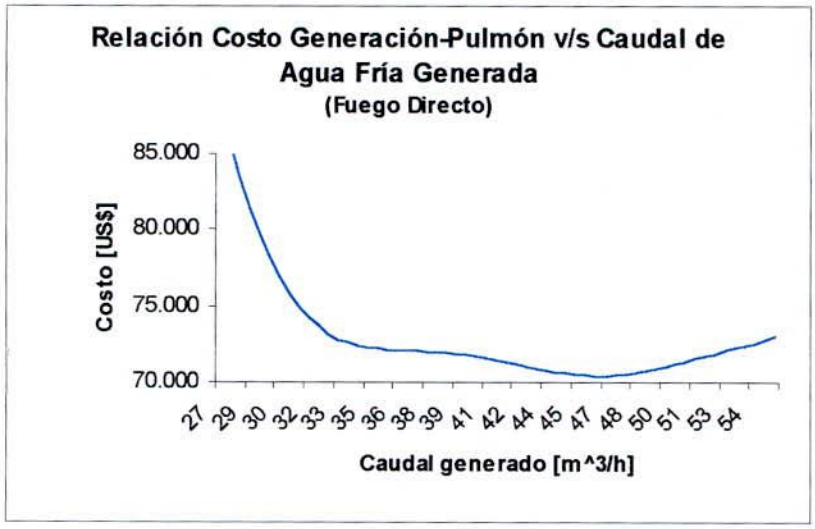
  Potencia: 50 [TR]; Flujo másico: 30,2 [m^3/h]; Costo: 45.900 [US]
  Potencia: 83 [TR]; Flujo másico: 50 [m^3/h]; Costo: 66.800 [US]
  n máquina generadora de agua fría : 0.77

$$C_{OSTO}T_{OTAL}I_{NVERSIÓN} = 45.900\left(\frac{q}{30,2}\right)^{0,77} + 2.580\left(\frac{V(q)}{2}\right)^{0,75}$$

El resultado óptimo, luego de obtener el costo total en función del caudal generado es:

Q = 47 [m^3/h]; y V(q) = 7 [m^3].

Por lo tanto, el costo de la máquina de generación es de **64.524 [US$]**, mientras que el costo del estanque asciende a los **5.944 [US$]**, lo que arroja un costo de inversión de **70.468[US$]**. Los costos totales del sistema generación pulmón (directo) por potencia, pueden ser visualizados en el siguiente gráfico:



Gráf. 3.4: Costo total del Sistema para alimentar enfriadores del supermercado, en función de los caudales generados. (Fuego Directo)

Hasta acá, sólo se ha hecho mención al costo de inversión para climatizar, dejando pendiente los costos de mantención y de operación, los que podrán ser visualizados en el Capítulo IV, que engloba a las alternativas trigenerativas y convencionales, y que en conjunto, dictaminarán si es oportuno o no utilizar un estanque para el agua fría.

✓ **Resumen.-**

En función de los costos cotizados para los estanques y las máquinas generadoras de agua fría, y de la demanda térmica real del supermercado en verano, se concluye que las configuraciones Generación–Pulmón más económicas, tanto para equipos a los cuales se les suministra agua caliente (fuego indirecto), como a aquellos que se les suministra combustible, y cuentan con su propio quemador (fuego directo), se presentan en la tabla Nº 3.3.

Denominación	Generador [m3/h]	Pulmón (Estanque) [m3]	Costo Total Inversión [US$]
Trigenerativo (Fuego Indirecto)	55	-	60.283
Convencional (Fuego Directo)	47	7	70.468

Tabla Nº 3.3: Relaciones más económicas desde el punto de vista de la inversión para los sistemas Generación-Pulmón.

Se debe reiterar que el estudio económico actual, ha supuesto el hecho de satisfacer la cantidad de agua caliente demandada por el equipo de fuego indirecto, directamente desde el generador eléctrico, sin considerar el costo del equipamiento auxiliar que permite este suministro (caldera recuperadora de calor), y menos aún, una caldera de fuego directo, situaciones que tergiversan el resultado obtenido.

Respecto al sistema con fuego directo, aún existiendo una diferencia de US$ 2 644.-, con una generadora total, no se debe desconocer que el hecho de utilizar un estanque, implica que el circuito de agua utilizada sea abierto, siendo desechada el agua una vez utilizada, lo que atenta económicamente a la alternativa.

CAPITULO IV

Cuantificación Técnica De Los Beneficios Energéticos.

4.1. Análisis comparativo entre un Sistema Convencional y uno Trigenerativo desde el punto de vista Energético.

Indudablemente que para poder comparar dos sistemas, necesitamos una base común. Esta será el beneficio energético (Electricidad, agua caliente y agua fría generada), y estableceremos cual es el costo energético en que se debe incurrir para lograrlos tanto para un sistema trigenerativo, como para uno convencional.

Para cuantificar los beneficios energéticos, se trabajará en función de las demandas calculadas. Concentrado en el estudio de la demanda eléctrica del mes de Enero del 2002 (Graf. Nº 2.2), se percibe que la potencia promedio diurna se encuentra en un rango entre 100 y 120 [kW]. Por otra parte, en el gráfico 6.1, se aprecia un peak máximo de 153 [kW] para el mismo período.

Considerando lo anterior, se asume un estudio previo de control, que reduzca los peak de la demanda eléctrica.

Otra posibilidad a analizar, consiste en satisfacer la potencia térmica demandada (281 [kW]), y a partir de ésta, determinar la potencia del generador eléctrico a instalar, pudiendo cuantificar la venta del excedente a Chilquinta, según el precio nudo reglamentado para el efecto.

Dentro de los sistemas cogenerativos mencionados en el Cap. I, los más adaptables a la necesidad del cliente, según el índice RCE y la potencia eléctrica demandada, son:

- ✓ Sistema Cogenerativo con Microturbina a Gas (MTG)
- ✓ Sistema Cogenerativo con Motor a Combustión Interna (MCI)

En el anexo 7, es posible encontrar las cotizaciones y características técnicas por 3 MTG de 60 kW cada una. En el anexo 10, un generador con motor a GN con un rango entre 120 y 180 [kW]; otro de 270 kW en el anexo 8.

a) Utilizando Microturbina a Gas (MTG) como propulsora del generador eléctrico (Sólo Diurno)

Si se considera una microturbina con un rendimiento de 27 [%], necesitamos suministrar un ingreso energético de 407 kWh para generar 110 kWh eléctricos, los que entrarán a la microturbina de gas en calidad de combustible. Claro está, que se considera en este caso un rendimiento del generador eléctrico de 100 [%].

Producto de la diferencia de temperatura entre el medio ambiente y la microturbina a gas, por efecto de la transferencia de calor por convección y radiación, estimaremos las pérdidas en 24,4 kWh, equivalentes a un 6 % de la energía del combustible.

Al restar los 134,4 kWh, hasta el instante identificados, queda un excedente de 272,6 kWh, que son los que llevan los gases de escape calientes que nutrirán energéticamente a la caldera de recuperación HRSG.

Si se asume un rendimiento de la caldera de un 70 %, se logra transferir 190,8 kWh al agua de esta. Con estos 190,8 kWh, se analiza si es posible satisfacer la demanda de agua fría para climatizar el local.

Del Balance Energético proporcionado por el fabricante de MTG Capstone de 60 kWe, visualizado en la siguiente figura, se reafirma la validez de las cifras estimadas anteriormente.

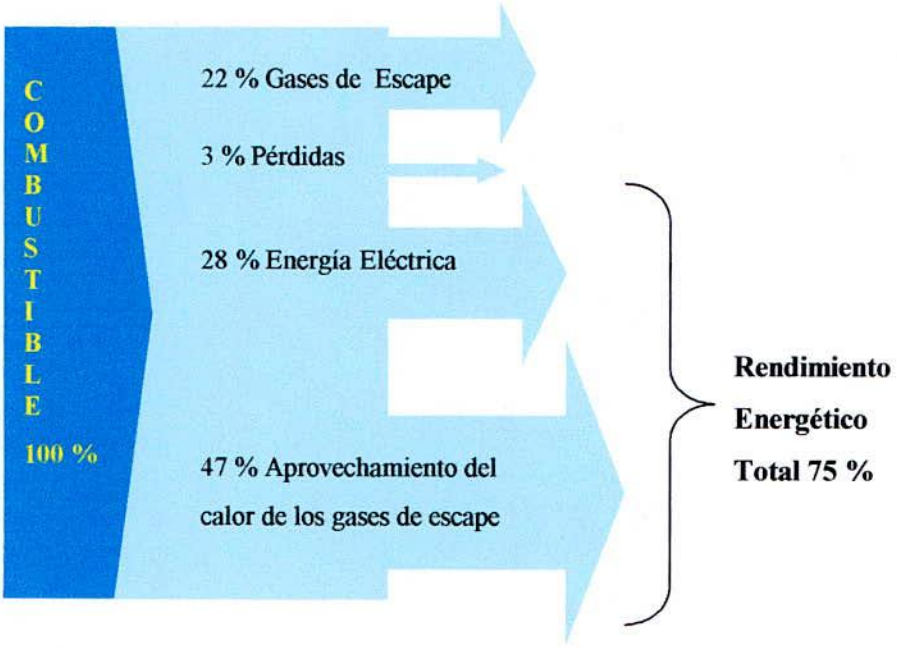


Fig. N° 5.1: Balance térmico del fabricante de MTG Capstone de 60 kW en condiciones ISO.

De los antecedentes técnicos de la máquina de absorción de fuego indirecto, marca LG Machinery, modelo A-80 AL, que suministra un caudal de agua fría de 48,4 [m^3/h], muy próxima a la demanda que minimiza el sistema generación-pulmón en la máquina de fuego indirecto, cuenta con un COP de 0,7.

Como se obtiene este:

☑ Potencia de agua fría extraída : 80 [TR], equivalente a 281 [kW].
☑ Potencia de agua caliente suministrada : 401 [kW].

Por lo tanto, COP = 281/401 = 0,7.

Vale decir, si se suministra toda la energía de agua caliente desde

la HRSG (190,8 kWh) a la máquina de Absorción, obtendremos 133,6 [kWh] en agua fría. Es decir, si trabaja el sistema por espacio de una hora, obtendremos 133,6 [kW].

Respecto a la potencia suministrada en GN (407 kW) y la potencia útil (110 [kWe] y 190,8 [kWt] agua caliente), nos encontramos con un rendimiento de 74 %, muy similar al 75% de la figura anterior. Ahora bien, para los efectos de generar agua fría, el rendimiento cae a un 60 %.

Al comparar la potencia térmica generada versus la demandada, resulta que la potencia de agua fría demandada es de 281 [kW], mientras que la generada es de 133,6 [kW], lo que representa el 47,5 %. En esta etapa, se pueden utilizar 3 métodos de solución. El primero consiste en utilizar una máquina de fuego indirecto de la capacidad apropiada para el agua caliente que se recupera al generar la electricidad (de 133,6[kW]), y el resto con una máquina de fuego directo de 147,4 [kW]. En este caso, se requieren aproximadamente 121 [kW] de GN para alimentar a este, considerando un COP de esta máquina de un 1,22. La segunda posibilidad se refiere a utilizar una máquina de absorción de fuego indirecto de la potencia demandada (281 [kW]), y además de utilizar el agua caliente proveniente de la HRSG, se utilice un quemador suplementario para generar agua caliente. En este caso, se requieren 211 [kW] de GN, asumiendo un rendimiento del sistema caldera-quemador suplementario de un 70%. Como alternativa final, se propone la utilización de una máquina de fuego indirecto directamente proporcional a la potencia del agua caliente recuperada, más un estanque de agua fría a 7 [ºC] de 80 [m^3], para así, en conjunto satisfacer la demanda de agua fría.

La siguiente tabla, refleja los consumos de GN para satisfacer la demanda eléctrica promedio (base) y la térmica máxima del supermercado, además de identificar en que consisten cada una de las opciones.

	Opción 1 Fuego Indirecto de 134 kW Fuego Directo de 147 kW	**Opción 2** Fuego Indirecto de 281 kW Quemador Suplementario	**Opción 3** Fuego Indirecto de 134 [kW] Estanque
GN	528 kWh	618 kWh	407 kWh
Microturbina	407 kWh	407 kWh	407 kWh
Suplementario	121 kWh	211 kWh	0 kWh

Tabla Nº 4.1: Opciones para satisfacer las demandas energéticas del supermercado, y sus respectivos consumos energéticos de GN.

Resumen.-

Al hacer la relación entre la energía útil y la suministrada, nos encontramos que de los **407 kWh ingresados** en forma de GN a la microturbina, se obtuvieron hasta la caldera de recuperación **300,8 kWh útiles**, los que se desglosan en **110 kWh eléctricos** y **190,8 kWh en agua caliente**, representando un **rendimiento** de **74 %**. De los **190,8 kWh térmicos**, la totalidad fueron suministrados a la máquina de absorción de fuego indirecto, la que cuenta con un COP de 0,7. Por consiguiente, se obtuvieron **133,6 kWh en forma de agua fría**, representado un rendimiento para el sistema MTG, HRSG y Máquina de Absorción de un 60 %, pero como la demanda real de agua fría es de **281 kWh,** resta por satisfacer parte de la demanda térmica. Las opciones para satisfacer la demanda total de agua fría son:

- ☑ Una máquina de fuego indirecto de **133.6 [kW]**, más otra máquina de fuego directo, la que requiere **121 kWh** en GN.
- ☑ Una máquina de fuego indirecto de **281 [kW]**, alimentada tanto con el agua de la HRSG, como con agua calentada por un quemador suplementario (suministrándole **211 kWh** de GN adicionales)
- ☑ una máquina de fuego indirecto de **133.6 [kW]**, más un **estanque** de **300 [m^3]**, alimentado con el agua fría generada pero no demandada.

Finalmente, podemos concluir que para satisfacer el total de la demanda de agua fría y electricidad, a partir de una MTG, se obtendrá un rendimiento de **57,4 %** con la primera opción, **63%** con la segunda y un **96 %** con la tercera.

Para apreciar en una forma más esquemática lo anteriormente enunciado, se presentan las siguientes figuras.

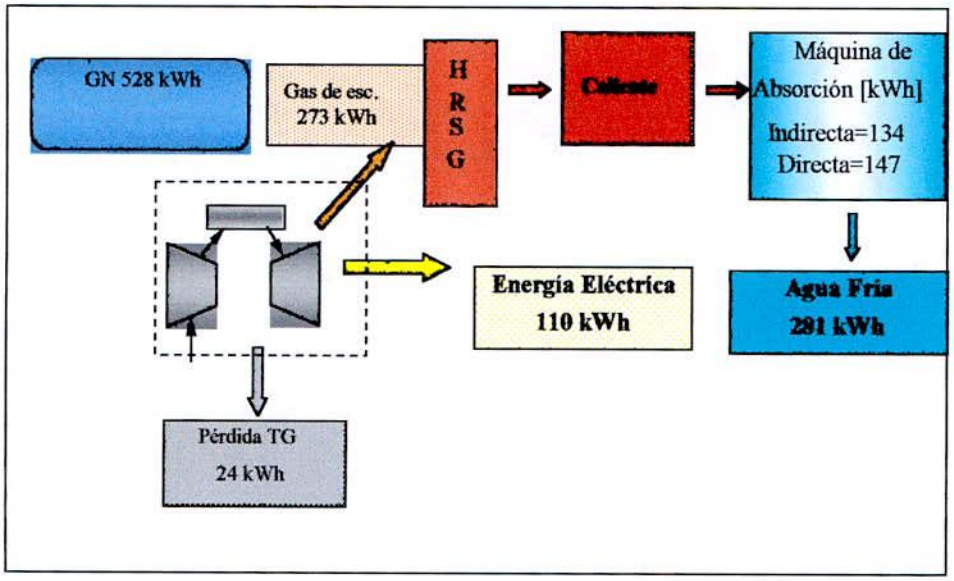


Fig. N° 4.1.- Esquema del Balance Energético en un Sistema Trigenerativo con Microturbina (opción 1).

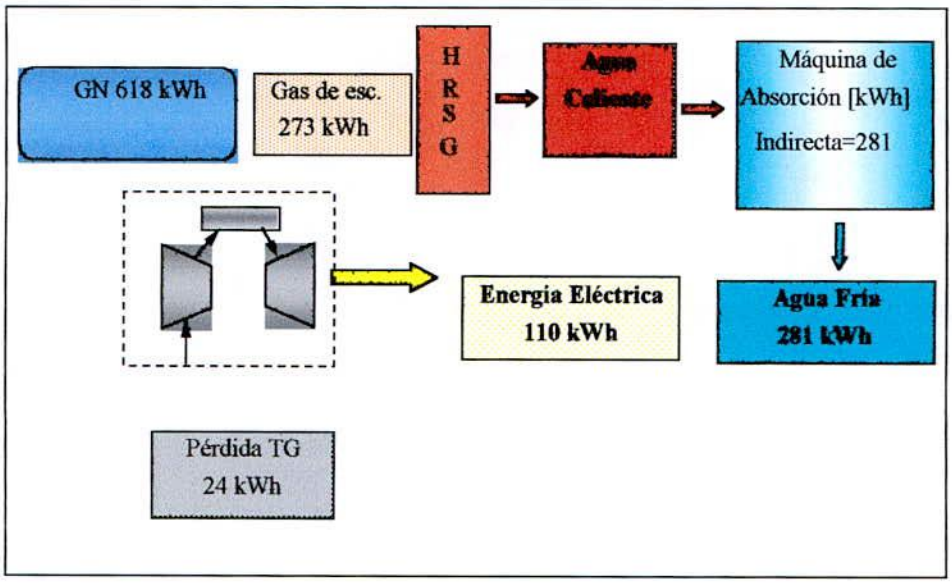


Fig. N° 4.2.- Esquema del Balance Energético en un Sistema Trigenerativo con Microturbina(opción 2).

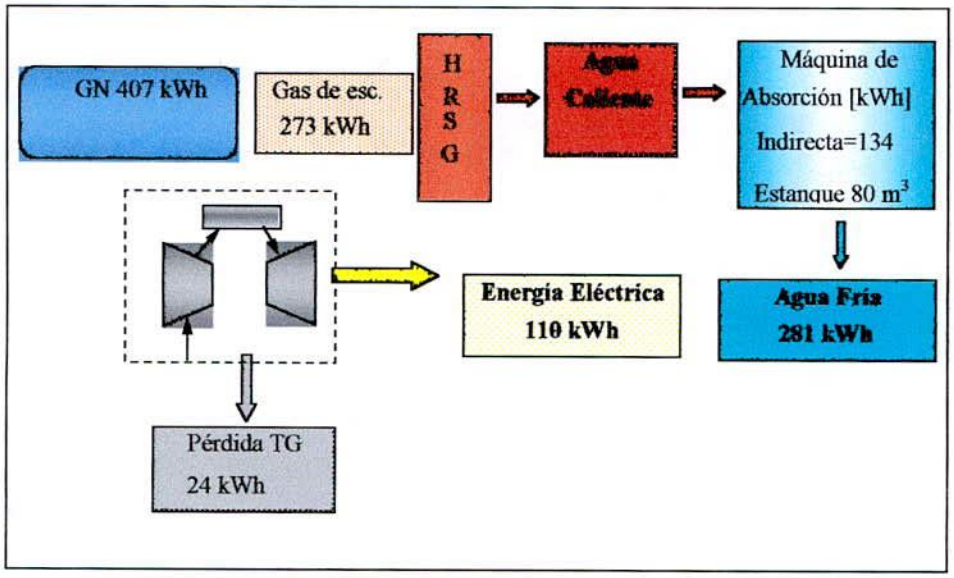


Fig. N° 4.3.- Esquema del Balance Energético en un Sistema Trigenerativo con Microturbina(opción 3).

b) Utilizando Motor a Combustión Interna (MCI) como propulsora del generador eléctrico.

El rendimiento de un motor a combustión interna, en particular a GN, fluctúa entre un 28 y un 37%. Si se considera mantener la demanda energética eléctrica de 110 kWe, vale decir, satisfacer la potencia eléctrica base, se requieren 431 kW en potencia del combustible, asumiendo un rendimiento de 35%. El resto de energía, en términos generales, se evacúa por los gases de escape (109 kW a 535°C, equivalente a 25%), lubricación (20 kW a 51°C, equivalente a 8%) y refrigeración (141 kW a 82°C, equivalentes a 33%).

Se aprecia por tanto, que los Mayores aportes energéticos se encuentran en el sistema de refrigeración y gases de escape, desde los cuales debemos extraer el calor para alimentar energéticamente al agua que surtirá las máquinas de absorción de fuego indirecto.

El modo de cogeneración, por tanto, se ajustará al esquema Fig. N° 1.4, en donde se coloca de manifiesto la recuperación de calor con un intercambiador para el agua de refrigeración, y un HRSG que permite incrementar más aún la entalpía del agua que alimentará la máquina de absorción con los gases de escape.

Por otra parte, si nos concentramos en la satisfacción de la demanda térmica total (281 [kW]), debemos utilizar un MCI de Mayor potencia. En particular, nos concentraremos en un MCI con rango de potencia entre 220 y 315 kW, para ver que potencia térmica es factible alcanzar con una HRSG.

Cabe resaltar, que el valor de la potencia térmica, como tal, no es un parámetro total en la selección de sistemas Cogenerativos, pues la fuente energética no necesariamente cuenta con las temperaturas requeridas para alimentar la máquina de absorción, requiriendo manejos visualizados en el Capítulo V.

Hemos identificado los beneficios energéticos para un sistema Trigenerativo con microturbina y con MCI, los que servirán de base comparativa para el estudio de Costos Globales.

La pregunta que se debe contestar es ***¿Cuál es el consumo energético en que se debe incurrir en un sistema convencional para satisfacer el total de la demanda, tanto térmica como eléctrica?***

Para efecto de agua fría, esta será provista por una máquina de absorción de fuego directo, con un COP de 1,22 . Si mantenemos el equipo de **80 TR** para satisfacer la demanda, se requieren **230 kWh** en energía de combustible.

A su vez, se necesitan generar **110 kWh**, lo que representa la demanda eléctrica. Si asumimos un rendimiento promedio de las centrales térmicas de un 35 %, debemos suministrarles **314 kWh**.

Resumen.-

Sumando los ingresos energéticos al sistema convencional (**230 + 314 kWh**), y los beneficios (**281 + 110 kWh**), nos encontramos con un rendimiento de un **71,87 %**.

El siguiente esquema clarificará lo enunciado anteriormente.

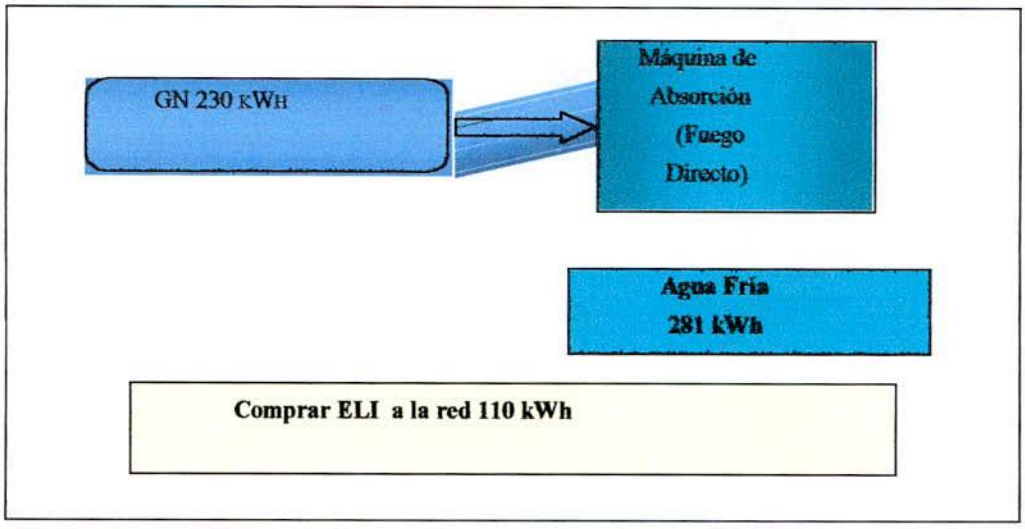


Fig. N° 4.4: Esquema del balance energético de un sistema convencional, utilizando máquina de absorción para generar agua fría.

La siguiente tabla refleja los consumos de gas para la alternativa convencional.

	Opción Convencional Fuego Directo de 281 kW con COP = 1,22 Central Térmica con Rendimiento de 35 %
GN Central Térmica Máquina de Absorción	544 kWh 314 kWh 230 kWh

Tabla Nº 4.2: Opción convencional para satisfacer las demandas energéticas del supermercado, y los consumos de GN que implican.

CAPÍTULO V

Selección de Máquinas Térmicas para satisfacer las demandas Energéticas del Supermercado.

Manteniendo las opciones tanto con MTG, como MCI, se hará hincapié en la importancia de suministrar agua a la temperatura solicitada por el generador de la máquina de absorción.

5.1.- Para MTG.-

5.1.1.-De la Potencia Eléctrica.

Potencia Instalada	:	dos MTG de 60 kW c/u.
Marca	:	Capstone
Modelo	:	60R – HD4 - BOMO

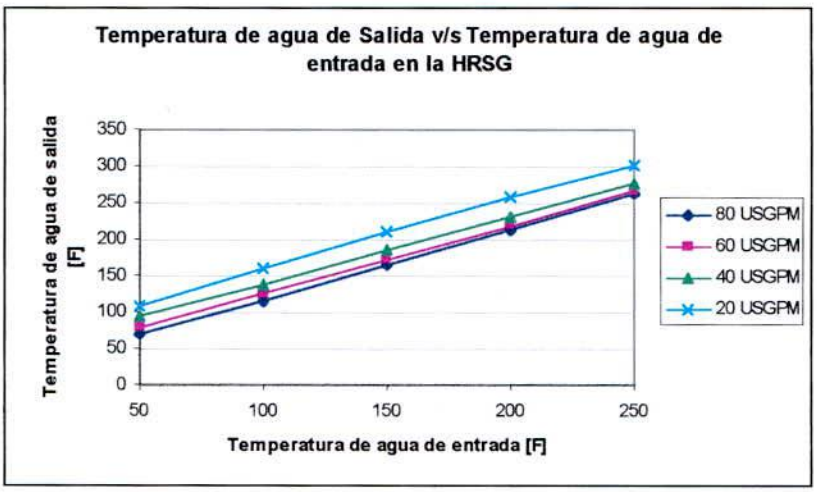
5.1.2.-De la Potencia Térmica recuperada de los gases de escape en la HRSG.

Marca de la HRSG	:	Micogen
Modelo	:	MG4-C4 (2 x 60)

Observación:

1. En todas las máquinas de absorción marca LG machinery, de la serie P-xxAD, la temperatura del agua caliente del generador a la entrada y salida es de 95 y 80ºC respectivamente, variando los caudales volumétricos para obtener una Mayor o menor potencia de refrigeración.
2. Aún siendo la potencia eléctrica instalada (120 [kW]), superior a la demandada (110 [kW]), esto se justifica, pues la máquina de absorción requiere 3 [kW] necesarios para la impulsión de las bombas y el control de la misma.

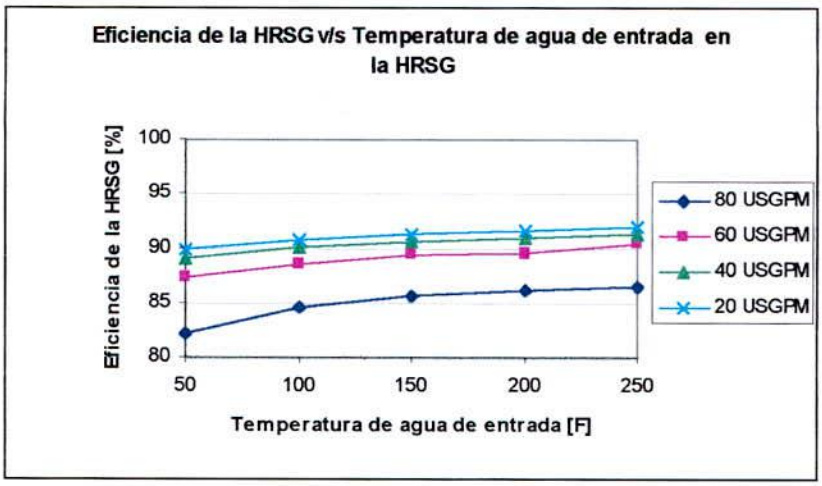
Atendiendo la necesidad de determinar los caudales volumétricos de agua en la HRSG en función de la temperatura del agua de entrada y salida, el proveedor suministró un gráfico, reproducido a continuación.



Gráf. Nº 5.1: Determinación del caudal volumétrico de la HRSG en función de la diferencial de temperatura del agua que alimenta la máquina de absorción.

Para la condición de las temperaturas de alimentación del agua del generador de la máquina de absorción, en el gráfico anterior se rescata que el flujo de agua en la HRSG es de 60 GPM, equivalentes a 13,63 [m3/h].

En el siguiente gráfico se puede apreciar el rendimiento que hace posible obtener esta caudal a la temperatura deseada.



Gráf. Nº 5.2: Determinación de las eficiencias de la HRSG en función del caudal volumétrico y de la temperatura de ingreso del agua a la misma.

Ingresando al gráfico 5.2 con 80 ºC, equivalentes a 176 F, y con 60 USGPM, equivalentes a 13,62 [ton/h] , volumen de agua generada, se aprecia que la eficiencia de la HRSG es de 90,8 %.

Identificando los caudales de agua caliente, necesarios para las máquinas de absorción identificadas en el anexo 5, nos encontramos con que el modelo P-50 AD de LG machinery, requiere 13,6 [ton/h] de agua caliente para el generador, permitiendo generar 47 [TR], equivalentes a 165 [kWt], correspondiente al 59,7 % de la demanda térmica.

Para cumplir el total de la demanda térmica, se requieren 116 [kWt], que deben ser satisfechos con un estanque, una máquina de absorción de fuego directo de esta capacidad, o un quemador suplementario que genere agua caliente a 165 [kWt], por lo que la potencia del GN es de 184 [kW], si el rendimiento del calentador es de un 90%.

5.2. Para MCI que satisfaga el Mayor porcentaje de la demanda térmica.-

Dado que la potencia térmica fue de un 59,7% de la demandada al instalar dos MTG de 120 [kWe], se analizará un MCI que genere una potencia eléctrica bastante Mayor a la demandada, y a partir de esta, calcular cual será la generación térmica, contrastándola con la demanda térmica total del supermercado.

A continuación se presentan las referencias técnicas del generador seleccionado.

- ☑ Marca : Waukesha
- ☑ Modelo : VGF18GL/GLD
- ☑ Rango de Potencia: 220 – 315 [kW]

El balance térmico es extraído de las especificaciones técnicas del fabricante (ver anexo 8), así como las modificaciones de los flujos para cumplir con las temperaturas demandadas por la máquina de absorción de fuego indirecto.

5.2.1. Para efectuar el Balance Energético del MCI a GN del generador.

☑ Condición de trabajo:

- ✓ Carga continua, sin sobrecarga.

☑ Condiciones ambientales.

- ✓ Presión atmosférica : 100 [kPa].
- ✓ Temperatura ambiente : 25 [ºC]

☑ De tabla Referencia C/1100 -17,

- ✓ Potencia mecánica a 1500 rpm = 335[BHP] = 250[kW]
- ✓ Potencia eléctrica a 1500 rpm = 365[BHP] = 230[kW]

☑ De tabla Referencia C/1100 –17 (datos técnicos con temperatura de salida agua de camisas) a 82 [ºC],

- ✓ Consumo de Combustible : 675 [kW]
- ✓ Potencia de refrigeración principal: 182 [kW]
- ✓ otencia total en escape : 181 [kW]
- ✓ Temperatura g.e. luego de turbina: 431 [ºC]
- ✓ Flujo de gases de escape (g.e) : 1347 [kg/h]

5.2.2. Potencia Térmica del Motor.

☑ De gráfico en Referencia S/7797-3,

- ✓ Caudal de circuito de refrigeración ppal.= 530 [L/min]

Observación:

En el mismo gráfico, existen dos restricciones de pérdidas de carga. Una para las pérdidas internas del circuito de refrigeración del motor, y otra para las pérdidas totales del circuito de refrigeración, llámese intercambiador de calor, como líneas de conexión.

Al utilizar un intercambiador de calor de carcasa, con contraflujo, se tiene el siguiente gráfico:

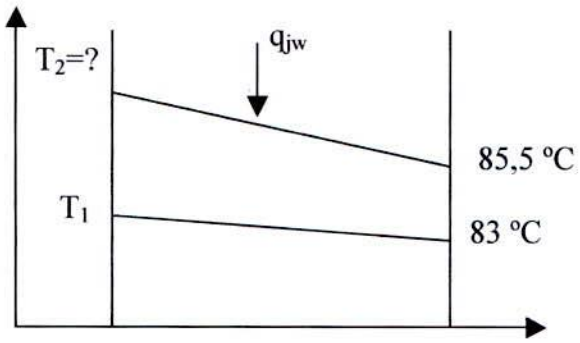


Fig. Nº 5.1.- Esquema de la variación de temperatura de los fluidos en el interior del intercambiador de calor.

Por condición de las máquinas de absorción marca LG - Machinery, de la serie P- xx AL, la temperatura de alimentación al generador es de 88 ºC, retornando con 83 ºC.

Por lo tanto, la temperatura del agua de refrigeración del motor debe retornar a 85,5 ºC, existiendo un mínimo de 2,5 ºC por sobre el fluido frío, y salir a 90,5 ºC, dejando un delta de temperatura de 5 ºC entre la entrada y la salida del fluido caliente.

☑ Correcciones debido al incremento de la temperatura de salida en el agua del sistema de refrigeración (De 82 ºC a 90,5 ºC).

Del gráfico Referencia S/7643-3, ingresando con la nueva temperatura de salida de agua desde el MCI (90,5ºC), equivalentes a 195 F, se extraen los siguientes valores:

- ✓ Disminución en la potencia de refrigeración : 3 %.
- ✓ Incremento en la temperatura gases de escape : 6 F.

De los datos anteriores, se generan los siguientes resultados:

a) Nueva potencia de refrigeración: 182*(1-0,03) = 176,54 [kW]

b) Nueva temperatura de gases de escape:

807+6 =813 F =434 ºC

A partir de la temperatura anterior, la nueva potencia de los gases de escape se calcula con la siguiente relación:

$$P_{otencia}G_{ases}E_{scape} = m\left[\frac{kg}{s}\right] * cp\left[\frac{kJ}{kg°C}\right] * \Delta T[°C]$$

en donde,

m = 1347/3600 [kg/s];

cp = 1,173 [kJ/kg°C]; este último promediado de:

$Cp_{431°C}$=1,213 [kJ/kg°C] $Cp_{135°C}$ = 1.133 [kJ/kg°C]

(Datos obtenidos de gráfico referencia S/8117-1, con λ=1.52 [-])

Para el diferencial de temperatura, se tiene:

Dada la inexistencia de azufre en el contenido de GN, se minimiza la posible generación de ácido sulfúrico, por lo que la temperatura de los gases de escape a la salida de la HRSG se considerará a 135°C, temperatura que impide la condensación de agua, y con ello la corrosión de la caldera.

Finalmente:

$$P_{otencia}G_{ases}E_{scape} = \left(\frac{1347}{3600}\right)\left[\frac{kg}{s}\right] * 1{,}173\left[\frac{kJ}{kg°C}\right] * (431-135)[°C] \cong 130[kW]$$

Por lo tanto, la potencia térmica total disponible en el motor es:

$$\begin{aligned} P_{otencia}\,T_{érmica}\,M_{otor} &= P_{otencia}\,R_{efrigeración} + P_{otencia}\,G_{ases}\,E_{scape} \\ &= 176{,}54 + 130 \\ &= 306{,}54[kW] \end{aligned}$$

Luego la eficiencia global del motogenerador es:

$$\eta_{motogenerador} = \frac{P_{otencia}\,E_{léctrica} + P_{otencia}\,T_{érmica}}{P_{otencia}\,C_{ombustible}} = \frac{230 + 306{,}54}{675} \cong 79{,}48[\%]$$

5.2.3. Selección de la Máquina de Absorción.

Como criterio de diseño del intercambiador de calor del sistema de refrigeración, se utilizó la serie A-xxAL de LG Machinery, la que es una máquina de simple efecto, por lo que cuenta con un COP de 0,7, esto es:

$$COP_{máquinaAbsorción} = 0{,}7 = \frac{P_{otencia}R_{efrigeración}}{P_{otencia}T_{érmica}G_{enerador}}$$

$$\Rightarrow P_{otencia}R_{efrigeración} = 0{,}7[-] * 306{,}54[kW] \cong 214{,}6[kW] \cong 61[T.R.]$$

Por lo tanto, se elige la máquina de absorción A-65AL, con capacidad máxima de 65 T.R., la que operaría al 93,85% de su capacidad nominal de operación.

Se debe consignar que la demanda térmica total es de 281 [kW], por lo que se logra satisfacer el 76,25% del total con el aporte energético térmico del motor del grupo generador seleccionado.

5.2.4. Sobrecarga máxima del Motor.

La evacuación del calor del sistema de refrigeración del motor, está limitada al consumo demandado por la máquina de absorción, y como esta energía térmica es proporcional a la energía eléctrica, se debe identificar cual es la potencia eléctrica máxima generada.

Del boletín 8066A, la sobrecarga mecánica máxima es del 10% de la potencia en régimen continuo, equivalentes a 253 kW.

Resta por saber si bajo esta condición, el motor puede ser refrigerado apropiadamente.

De la referencia S/7775-45, utilizando 250 kW se tiene:

- ✓ Potencia de refrigeración : 194*(1-0,03) = 188,18 [kW]
- ✓ Flujo de gases de escape : 1470 [kg/h]
- ✓ Potencia gases de escape : 139,38 [kW]

Por lo tanto, la nueva potencia térmica total es de:

$$P_{otencia}T_{érmica}M_{otor} = P_{otencia}R_{wefrigeración} + P_{otencia}G_{ases}E_{scape} = 188{,}18 + 139{,}38 \cong 327{,}6[kW]$$

Utilizando el factor COP, la potencia de refrigeración es de 229,3 [kW], equivalentes a 65,2 TR, superando en 0,2 TR la potencia de la máquina de absorción, lo que origina una deficiente refrigeración del motor.

Ejecutando la siguiente interpolación se tiene:

Sobrecarga	Pot. Refrigeración T.R.]
0	61
X	65
8.7	65,2

Tabla Nº 5.1 Relación entre el porcentaje de sobrecarga versus la potencia de refrigeración cogenerada.

Luego X, corresponde al 8,28%, equivalente a 249 [kW] siendo la máxima sobrecarga permitida por efecto de la carencia de consumo térmico por parte de la máquina de absorción.

5.2.5. Selección de Intercambiadores de calor.

5.2.5.1 Intercambiador para el Sistema de Refrigeración.

a) Tipo : Tubo y Carcasa, a contraflujo.

A continuación se aprecia el esquema representativo del intercambiador.

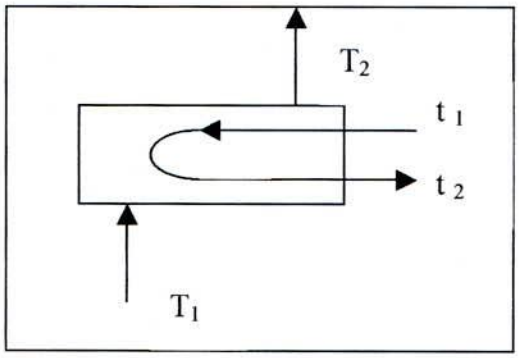


Fig. Nº5.2: Esquema de un intercambiador de calor a contraflujo.

De la ecuación de estado, se tiene:

$$P_{otencia}R_{efrigeración} = 176{,}54[kW] = 8{,}53\left[\frac{kg}{s}\right] * 4{,}213\left[\frac{kJ}{kgK}\right] * (90{,}5 - T_2)[K]$$

al despejar, $T_2 = 85{,}6$ [ºC].

Luego de las temperaturas condicionadas por la máquina de absorción, se tiene t_1=83[ºC], y t_2=88[ºC].

Para determinar el área de intercambio, mediante Diferencia Media Logarítmica (DML), se tiene:

$$P_{otencia}R_{efrigeración} = 176{,}54[kW] = U * A * DML$$

De tabla de transferencia de Calor de Hollman, para intercambiador de calor agua-agua, el coeficiente de transferencia de calor "U", está entre 850 y 1700 [W/m^{2}ºC], para el cálculo, se estima el promedio.

Para DML se tiene:

$$DML = \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln \frac{(T_2 - t_1)}{(T_1 - t_2)}} = \frac{(85{,}587 - 83) - (90{,}5 - 88)}{\ln \frac{(82{,}587 - 83)}{(90{,}5 - 88)}} \cong 2{,}54[^{\circ}C]$$

Finalmente, el área de intercambio es de 54,44 [m^2], lo que permite un caudal hacia el generador de 31,26 [m^3/h].

Un potencial no estudiado, debido a la poca temperatura desarrollada es la potencia del circuito de refrigeración auxiliar del motor, la que comprende al sistema de lubricación, con un aporte de 23 [kW], y al intercooler, con 33[kW]. Teniendo una temperatura de entrada al motor de 54,4[ºC](Datos de la referencia S/7775-45)

Desde el gráfico de la referencia S/7797-5, se estima un flujo agua del sistema de 30 GPM, equivalentes a 113,6 [L/min].

Ingresando los datos anteriores en la ecuación de estado, más la densidad de 983 [kg/m3], y el cp del agua de 4,183 [kJ/kgK], nos permite un incremento de temperatura de 7,2[ºC]. Esto significa que el fluido caliente saldrá del motor a 61,7[ºC]. Por otra parte, el caudal de agua utilizable, por ejemplo, desde 25 hasta 32,2 [ºC], es de 1,86 [kg/s], equivalentes a 6,8 [m^3/h].

5.2.5.2 Intercambiador para el Sistema de Gases de escape.

Utilizando el mismo procedimiento del punto anterior, pero ahora utilizando los siguientes datos:

El coeficiente de transferencia de calor aire-agua está entre 25 y 55 [W/m^{2}ºC], utilizando para el cálculo, el promedio de ambos.

Otros antecedentes:

Potencia gases de escape : 130 [kW].

Flujo de gases de escape : 1347 [kg/h].

Cp : 1,173 [kJ/kgºC].

Temperatura de entrada g.e. a la HRSG: 431 [ºC].

Temperatura de salida g.e. de la HRSG: 135 [ºC].

Utilizando la ecuación con DML, arroja un área de transferencia de calor de 21 [m^2], permitiendo entregar un caudal a la máquina de absorción de 23,02 [m^3/h].

Por lo tanto, al ejecutar la sumatoria de caudales de agua para alimentar el generador, nos da 54,28 [m^3/h]. De las especificaciones de la máquina de absorción elegida, el caudal demandado es de 56,2 [m^3/h], lo que representa un nivel de satisfacción del 96,58 %.

5.3. Para MCI que satisfaga la potencia base de la demanda térmica.-

Del consumo histórico del Supermercado, la demanda eléctrica tendiente a la base es de 110[kWe], a los que debemos agregar los 3 [kW] que consume la máquina de absorción.

No obstante, se utilizará un motor de 135 [kWe] para determinar la entrega térmica aprovechable.

A continuación se presentan las referencias técnicas del generador seleccionado.

- ☑ Marca : Waukesha
- ☑ Modelo : VSG11GSI/GSID
- ☑ Rango de Potencia: 120 – 180 [kW]

Dado el idéntico proceder del grupo generador anterior, me permito insertar los resultados más trascendentes para la selección de los componentes.

5.3.1. Desde el Balance Energético del MCI a GN del generador hasta la selección de la máquina de absorción.

- ☑ Condición de trabajo:
  - ✓ Carga continua, sin sobrecarga.
- ☑ Condiciones ambientales.
  - ✓ Presión atmosférica : 100 [kPa].
  - ✓ Temperatura ambiente : 25 [ºC]
- ☑ De tabla Referencia C/1032 -10,
  - ✓ Potencia mecánica a 1500 rpm = 205[BHP] = 155[kW]
- ☑ De Boletín 8070
  - ✓ Potencia eléctrica a 1500 rpm = 135[kW]
- ☑ De tabla Referencia S/7925-18 (datos técnicos con temperatura de salida agua de camisas a 82 [ºC], y temperatura entrada agua al intercooler 29 [ºC])
  - ✓ Consumo de Combustible : 456[kW]
  - ✓ Potencia de refrigeración principal: 151 [kW]
  - ✓ Potencia total en escape : 106 [kW]
  - ✓ Temperatura g.e. luego de turbina: 524 [ºC]
  - ✓ Flujo de gases de escape (g.e) : 630 [kg/h]

Otros antecedentes.-

☑ De gráfico en Referencia S/7926-3,

✓ Caudal de circuito de refrigeración ppal. = 140 [L/min]

☑ De gráfico en Referencia S/7926-2,

✓ Caudal de circuito de refrigeración auxiliar = 53 [L/min]

Luego, los resultados de las potencias, corregidas por el incremento de temperatura en el sistema de refrigeración (de 82 a 97,5[ºC]),condición demandada por la máquina de absorción , serie P-50AD), son:

✓ Potencia de gases de escape : 77,5 [kW].

✓ Potencia refrigeración principal : 140,43 [kW].

Por lo tanto, la potencia térmica total (excluyendo el circuito de refrigeración auxiliar) es de 217,93 [kW]. Permitiendo una eficiencia total del motor de 77,40 %.

Con COP 0,7 de la máquina de absorción, potencia de refrigeración 153 [kW], equivalente a 43,4 TR.

✓ Delta temperatura refrigeración principal : 14,78 [ºC], motivo de la selección del tipo de máquina de absorción.

Por lo tanto, se elige la máquina de absorción P-50AD, con capacidad máxima de 47 T.R., la que operaría al 92,345% de su capacidad nominal de operación.

Dado que la demanda térmica total es de 281 [kW], se logra satisfacer el 54,45% del total con el aporte energético térmico del motor del grupo generador seleccionado.

La diferencia media logarítmica para el intercambiador con sistema de refrigeración es de 2,6 [ºC]. Utilizando U = 1275 [W/m2ºC], se requiere un área de intercambio de 42,36 [m2], que permite generar un caudal de agua caliente de

8,4 [m^3/h].

Para la HRSG, la diferencia media logarítmica es de 172,17 [ºC]. Utilizando U = 40 [W/m^2ºC], se requiere un área de intercambio de 11,25 [m^2], que permite generar un caudal de agua caliente de 4,58 [m^3/h].

Luego, el caudal total generado de agua caliente es de 12,98 [m^3/h], y puesto que la máquina de absorción seleccionada demanda 13,6 [m^3/h], se logra satisfacer el 95,44 % de lo demandado por esta.

5.4. Máquina de Absorción de Fuego Directo para alternativa convencional.

Dada la demanda térmica de 281 [kW], se requiere una máquina de 80 T.R.

Se selecciona la siguiente máquina:

Marca : Broad

Modelo : BZ25

Consumo de G.N. : 230 [kW]

Conclusión de la selección de máquinas térmicas.

Las máquinas seleccionadas en cada alternativa trigenerativa, permiten satisfacer la totalidad de la potencia eléctrica con control de peak (120 kW), y parte de la potencia térmica. En particular, utilizando MTG, se consiguen 165 [kW] de potencia térmica (agua fría), y 153 [kW] con MCI, representando un 58.72 y un 54.4 % de la demanda térmica total (281[kW]). Por lo anterior, se deben instalar adicionalmente, ya sea máquinas de absorción de fuego indirecto o directo más HRSG con quemador suplementario.

Al relacionar los flujos energéticos entre las máquinas, se logra asegurar la correcta refrigeración, en el caso de las alternativas con MCI, aún en condiciones de sobrecarga, de lo que se concluye, que la máxima sobrecarga del MCI de 280 kW es de 8.28 %, siendo el máximo admitido de 10 %.

El estudio anterior difiere de la alternativa convencional, donde la alternativa satisface en forma directa todos los requerimientos energéticos.

CAPÍTULO VI

Análisis Económico de los Sistemas para Satisfacer las Demandas Energéticas del Cliente.

La viabilidad económica de un sistema trigenerativo es dependiente del ahorro que reviste satisfacer los requerimientos energéticos del usuario, respecto al sistema convencional. Para esto, se deben considerar en ambas alternativas de solución, los costos globales (inversión, operación y mantención), dentro del período de tiempo de duración del proyecto.

Dado que la vida útil de las máquinas que condicionan el tiempo del proyecto, no es el mismo en cada alternativa, se utiliza el indicador económico CAUE (Costo Anual Uniforme Equivalente) que permite comparar proyectos de distinta duración.

Se debe hacer hincapié en que la factibilidad técnica del sistema trigenerativo debe estar resuelta antes de ejecutar un análisis económico, entendiendo por tal, el conocimiento de las demandas del usuario, tanto eléctricas como térmicas, en el espectro del tiempo (Capítulo II) , él o los modos técnicos de satisfacerlas (Capítulo I), y los equipos más importantes, económicamente hablando, seleccionados (Capítulo V).

En esta etapa, se cuantifican los costos en que incurre el cliente para satisfacer sus demandas con un sistema convencional, y explicar el modo de cobro (tarifado eléctrico). Posteriormente, se ejecuta la evaluación del Costo de combustible, así como también las inversiones, y costos variables no combustibles de cada alternativa.

Para concluir, se ejecuta una sensibilización respecto del costo de combustible, del precio de la energía eléctrica, más la tasa atractiva de retorno.

6.1.- Costo de Energía Eléctrica en período total (alternativa convencional).

El método tarifario seleccionado por el Supermercado para el cobro de la empresa Chilquinta S.A., es la AT 4.3, definida según el Diario Oficial Nº 35.799 del día miércoles 25 de Junio de 1997, vigente a la fecha. En el anexo Nº 9, puede ser visualizado un extracto del procedimiento de cobro legal de la tarifa mencionada, identificando el significado de cada uno de los términos utilizados.

A continuación, se identifican los costos propios de la tarifa AT 4.3 (IVA incluido) en la comuna de Quillota, con fecha 28 de Agosto del 2002. (Referencia Chilquinta)

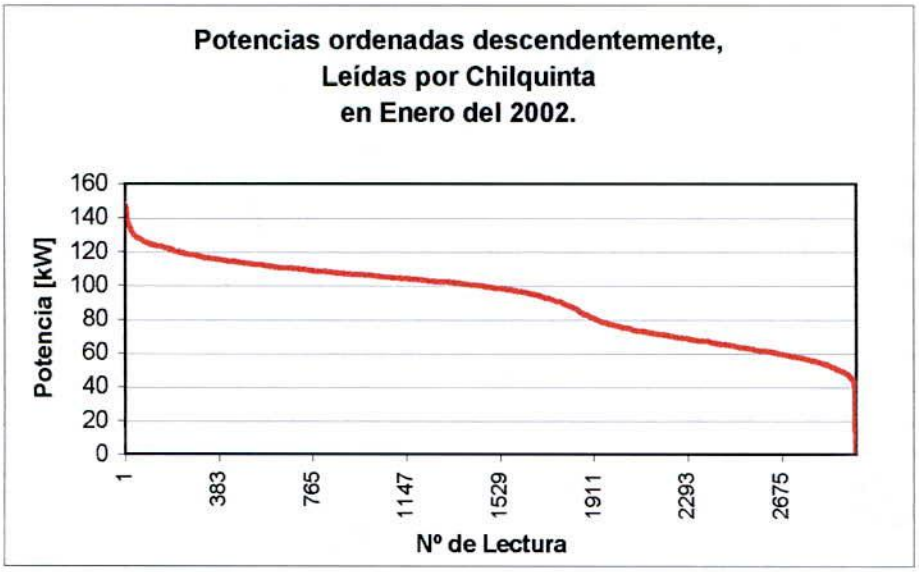
- Cargo fijo, es independiente del consumo eléctrico o potencia requerida, cuantificado en $1.826,77.-
- Energía consumida, cuantifica el kWh a $21,19.-
- Potencia demandada en hora normal, cuantifica el kW a $2.201,24.-
- Potencia demandada en hora peak, cuantifica el kW a $6.781,72.-

Obs.-

i) La potencia peak es válida entre los meses de Mayo a Septiembre, desde las 18:00 a las 23:00 p.m., quedando el promedio de las dos lecturas Mayores, como el valor a cobrar en los meses venideros sin punta.

ii) Los registros de Chilquinta son periódicos, con lapsos de 15 min., vale decir, contempla 4 lecturas por hora, validando la Mayor potencia, independiente de si esta se registra en forma puntual.

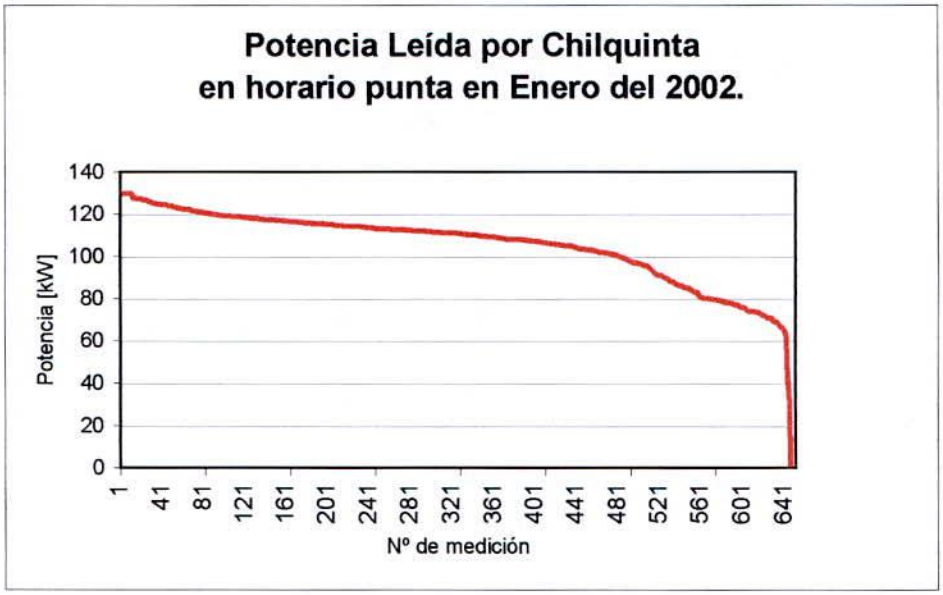
Si ordenamos los registros de la potencia leída en Enero del 2002, en orden descendente, podemos ejecutar el siguiente gráfico:



Graf. Nº 6.1: Potencias registradas por Chilquinta en el mes de Enero desde el Supermercado, ordenadas descendentemente.

En este se aprecia que la potencia máxima registrada es de 153 kW.

Ya se explicó que el costo de registro en punta se aplica a la tarifa del cliente por todo el año a partir de las lecturas entre Mayo y Septiembre, desde las 18:00 hasta las 23:00. Haciendo una abstracción de esto, y por lo constante de la demanda eléctrica, se utilizarán las lecturas de Enero en horario de punta (utilizando filtro horario) para ver el comportamiento del Supermercado en este período de tiempo.



Graf. Nº 6.2: Potencias leídas por Chilquinta desde el Supermercado en el mes de Enero en "horario establecido como punta".

Del gráfico se rescata que la potencia máxima leída es de 129 kW.

Haciendo un resumen de los gráficos 6.1 y 6.2, se tienen los siguientes registros:

- Potencia hora normal : 153 [kW]
- Potencia hora peak : 129 [kW]
- Energía consumida mensualmente, las 24 horas del día : 68.200 [kWh]

Simplemente ejecutando el producto del costo por unidad de energía o potencia, se logra el siguiente costo desglosado por ítem:

- Cargo fijo $1.826,77.-
- Energía consumida 68.200 [kWh] ⇨ $1.445.158.-
- Potencia hora normal 153 [kW] ⇨ $336.789.-
- Potencia hora peak 129 [kW] ⇨ $874.842.-

Lo anterior refleja un costo mensual de $2.154.315.-, equivalentes a US$ 45.576.- anuales.

Ya se ha definido el costo anual en que debe incurrir el cliente a Chilquinta en la alternativa convencional.

Luego de analizar en detalle los costos eléctricos en que debe incurrir el cliente hacia Chilquinta, se cuantifica el costo energético (costo variable combustible) que reviste dar satisfacción a la demanda de climatización.

Manteniendo al GN como combustible potencial, se analizan los costos variables combustibles en que debe incurrir una máquina de absorción de fuego directo e indirecto, dependiendo de los escenarios posibles.

6.2.- Costo Combustible como único Costo Variable.

Para ejecutar una correcta cuantificación del costo combustible que reviste a las alternativas trigenerativas y convencionales, se debe definir el tiempo que serán demandados los servicios energéticos en un año, y el costo del GN, valores que pueden ser modificados en el marco de una sensibilización.

En el punto "Análisis comparativo entre un Sistema Convencional y uno Trigenerativo desde el punto de vista Energético" del Capítulo IV, se identificó en que consisten cada una de las alternativas, mientras que en Capítulo V, se aprecian las potencias de combustible para cada componente.

Si se consideran las fluctuaciones de las demandas, se deben hacer las siguientes consideraciones:

En las curvas de demandas térmicas diarias, se aprecia que existen consumos estacionales (verano e invierno), por lo que se hará el siguiente modelo para determinar el consumo real de GN para climatizar:

a) El factor de carga térmico será válido según las demandas térmicas diarias, estacionales y dependientes de los tipos y potencias de las máquinas de climatización instaladas (alternativas propuestas).

b) Los factores de Carga Eléctrico Diurno Anual, por relación de áreas entre la potencia instalada, y la demandada (ver gráficos 2.1 a 2.4), son los siguientes:

- ✓ 84 % suponiendo potencia instalada de las dos MTG (120 [kW]).
- ✓ 78,1 % suponiendo potencia instalada de MCI (135 [kW]).
- ✓ 45 % suponiendo potencia instalada de MCI (230 [kW]).

c) Se asumen estaciones de igual data (verano e invierno de 6 meses).

d) Por ser alimentada la máquina de absorción de fuego indirecto con agua caliente desde la HRSG, esta energía será descontada del suministro de GN.

e) Se asume un rendimiento constante (independiente del porcentaje de carga) para todas las máquinas, el que será de 70 % para las máquinas de fuego indirecto; de 122 % para las directas; 34 % para MCI, y de 27 % para las microturbinas.

De todo las consideraciones enunciadas anteriormente, se tienen los siguientes consumos, a partir de los factores de carga:

Consumo Térmico en Invierno:

Este valor es propio de la configuración de equipos térmicos instalados. Es así, que para la opción 1 con MCI, se pueden generar 153 kW a partir de la energía rescatada desde la HRSG, por lo que se requiere un equipo adicional de fuego directo de 128 kW, lo que satisface la potencia térmica peak (281 kW). Al dividir la potencia del equipo por su rendimiento, se obtiene la potencia de GN a consumir. El período de invierno contempla 182,5 días. El tiempo de funcionamiento del equipo al día es de 8 horas (Ver gráfico 2.9) . En el mismo gráfico se puede identificar que la relación entre las áreas de la potencia total instalada en el tiempo de funcionamiento, y el área real utilizada, es de 0,154, lo que representa el factor de carga.

Luego, la expresión para determinar el consumo de GN en invierno para esta opción es:

$$8\left(\frac{h}{día}\right)*182{,}5\left(\frac{día}{invierno}\right)*\frac{128}{1{,}22}(kWGN)*0{,}154 = 23.590\left(\frac{kWhGN}{invierno}\right)$$

De idéntica forma, para cada opción, se ejecutan los cálculos de consumo de GN por alternativa.

En las siguientes tablas, se desglosan los consumos de combustible anuales para cada opción, sólo considerando 12 horas diarias de generación eléctrica, utilizando un costo de combustible de 4 [US$/MMBTU].-

Para MTG.-

	Opción 1		Opción 2		Opción 3	
Potencia Térmica Instalada	Directo	Indirecto	Directo	Indirecto	Directo	Indirecto
	116	165	0	281	0	165
Consumo anual de GN Máquina de Absorción [kWh]						
Invierno	4.352	0	0	7.621	0	0
Verano	124.595	0	0	217.204	0	0
Consumo anual de Microtrubina [kWh] (con Factor de Carga 0,84, y Rendimiento de 27%)						
	1.635.200		1.635.200		1.635.200	
Total Consumo anual Climatización más microturbina						
[kWh	1.759.795		1.852.404		1.635.200	
MMBTU	6.010		6.326		5.585	
Costo anual [USD/año]	24.040		25.305		22.338	

Tabla Nº 6.1: Determinación del consumo de GN, por opción identificada en capítulo IV(con MTG).

Para MCI de 135 kW.-

	Opción 1		Opción 2		Opción 3	
Potencia Térmica Instalada	Directo	Indirecto	Directo	Indirecto	Directo	Indirecto
	128	153	0	281	0	153
Consumo anual de GN Máquina de Absorción [kWh]						
Invierno	23.590	0	0	41.114	0	0
Verano	139.432	0	0	243.011	0	0
Consumo anual de MCI [kWh] (con Factor de Carga 0,78 y Rendimiento de 35%)						
	1.182.600		1.182.600		1.182.600	
Total Consumo anual Climatización más microturbina						
[kWh]	1.345.622		1.466.724		1.182.600	
MMBTU	4.596		5.009		4.039	
Costo anual [USD/año]	18.382		20.037		16.155	

Tabla Nº 6.2: Determinación del consumo de GN, por opción identificada en capítulo IV (con MCI).

Para visualizar los costos de la alternativa convencional, se presenta la siguiente tabla:

	Convencional
Potencia Térmica Instalada	Directo
	281
Consumo anual de GN Máquina de Absorción [kWh]	
Invierno	218.581
Verano	434.976
Total [kWh]	653.558
MMBTU	2.232
Costo GN USD/año	8.928
Compra de Electricidad a Chilquinta (Diurna + Nocturna)	
USD/año	45.576
Costo convencional anual [US$/año]	54.504

Tabla Nº 6.3: Costo combustible y de pago de electricidad en alternativa convencional.

6.3. Inversión y Costo Variable no combustible, asociados a las alternativas del proyecto trigenerativo.

6.3.1. Inversión.

Asumiendo que las MTG, debido a su gran costo, surtirán la potencia base de la demanda del supermercado(110 [kW]), si instalamos 2 de 60 kW, cubrimos dicha potencia, y para lograrlo, se requieren las siguientes inversiones:

Denominación	Precio Unitario	Cantidad	Precio ex Fábrica	Precio Chile
Microturbina de 60 kW	56.530	2	113.060	146.978
Kit filtrado y regulación	525	2	1.050	1.365
Compresor de gas	6.975	2	13.950	18.135
Software de control	2.185	1	2.185	2.841
Cables interconexión	140	1	140	182
Tablero de Control	7.500	1	7.500	9.750
Total [US$]			137.885	179.251

Tabla Nº 6.4 : Detalle de la inversión para instalar 2 MTG (anexo 7)

La columna "Precio Chile", es un 30 % Mayor al precio ex fábrica, y contempla la internación de los artículos a Chile (póliza de seguro, flete, impuestos, etc.).

Un elemento necesario para incrementar la eficiencia de la MTG es la HRSG, que en este caso, el proveedor sugiere un recuperador marca UNIFIN modelo MG4-C2, el que recupera los gases de escape de las dos MTG de 60 [kW] en forma simultánea. El precio ex fábrica es de US$ 11.900 -, por lo que si le agregamos el 30 % de internación, nos arroja un valor de US$ 15.470.

Cabe destacar que la cantidad de agua caliente a generar en la HRSG, para pasar desde 80 a 95ºC (176 a 203 F) es de 60 GPM (ver gráfico 5.1) equivalente a 13,6 m^3/h, lo que nos lleva a seleccionar la máquina de absorción marca LG modelo P-50AD, cuyo caudal demandado a 95ºC es de 13.6 m3/h, y entrega una potencia de refrigeración de 165 [kW], por lo que restan 116 [kW], los que pueden ser suministrados por un estanque, una máquina de fuego indirecto con quemador suplementario, o con una máquina de fuego directo de esta capacidad. El incremento de potencia de refrigeración logrado, respecto a lo calculado en el Capítulo IV, se explica porque el HRSG tiene un rendimiento cercano al 88 % (ver gráfico 5.2), a diferencia del 70 % estimado en esa oportunidad. Es por esto que pasamos de 134 a 165 kW de refrigeración con la HRSG.

De los anexos debidamente indicados, se extraen los montos de cada componente de los sistemas alternativos, los que se resumen a continuación.

	Opción 1		Opción 2		Opción 3	
	Directo	Indirecto	Directo	Indirecto	Directo	Indirecto
Inversión [US$]	116	165	0	281	0	165
Máquina de Absorción	45.900	46.088	0	63.132	0	81.000
Torre de enfriamiento	4.200	4.700	0	5.000	0	5.000
Caldera	0	15.470	0	21.470	0	15.470
MTG de 120 kW	179.251		179.251		179.251	
Total Inversión	295.609		268.853		280.721	

Tabla Nº 6.5 : Inversiones totales de los sistemas trigenerativos por cada opción identificada en capítulo IV para MTG.

De igual forma, para MCI de 135 kW, se tiene:

	Opción 1		Opción 2		Opción 3	
	Directo	Indirecto	Directo	Indirecto	Directo	Indirecto
Inversión [US$]	128	153	0	281	0	153
Máquina de Absorción	45.900	46.088	0	63.132	0	81.000
Torre de enfriamiento	4.200	4.700	0	5.000	0	5.000
Caldera	0	15.470	0	21.470	0	15.470
MCI de 135 kW	61.000		61.000		61.000	
Total Alternativa	177.358		150.602		162.470	

Tabla Nº 6.6 : Inversiones totales de los sistemas trigenerativos por cada opción identificada en capítulo IV para MCI de 135 kW.

Para el sistema convencional, las inversiones se reflejan en la siguiente tabla:

	Convencional
	Directo (281)
Inversión [US$]	
Máquina de Absorción	60800
Torre de Enfriamiento	5000
Total Inversión	65800

Tabla Nº 6.7 : Inversiones totales del sistema convencional.

6.3.2. Costo variable No combustible.

a) Mantención Programada.

La mantención, desde el punto de vista económico, juega un rol preponderante en el éxito del proyecto. Sin embargo, esta representa un costo no menor, que debe ser cuantificada en el ejercicio del mismo.

En particular, al cotizar el MCI VSG11GSI/GSID, se presenta un programa de mantención, que incluye la periocidad de los cambios de aceite, ajustes menores, incluyendo los materiales y mano de obra. Un extracto de lo anterior, se presenta a continuación:

Item	**Costo Horario [US$/hora]**
Lubricación (incluye aceite más análisis espectrométrico)	0,4654
Mano de Obra (incluye labor planificada)	0,7006
Partes y piezas (incluye gastos de importación)	0,546
Total	1,7118

Tabla Nº 6.8 : Costo de mantención según estimación del fabricante para el MCI VSG11GSI/GSID, marca Wakesha.

Ejecutando la relación entre la potencia mecánica instalada (155 [kW]) y el costo horario, se obtiene el costo específico de **0,011 [US$/kWh].**

Aún siendo este valor real, si se desglosa el costo de mantención por año, utilizando un horizonte de 4 años, se obvia el costo de reinvertir un nuevo equipo, quedando el gráfico del anexo 10 del motor VSG11GSI/GSID, efectuado para 12 horas de trabajo al día, de la siguiente forma:

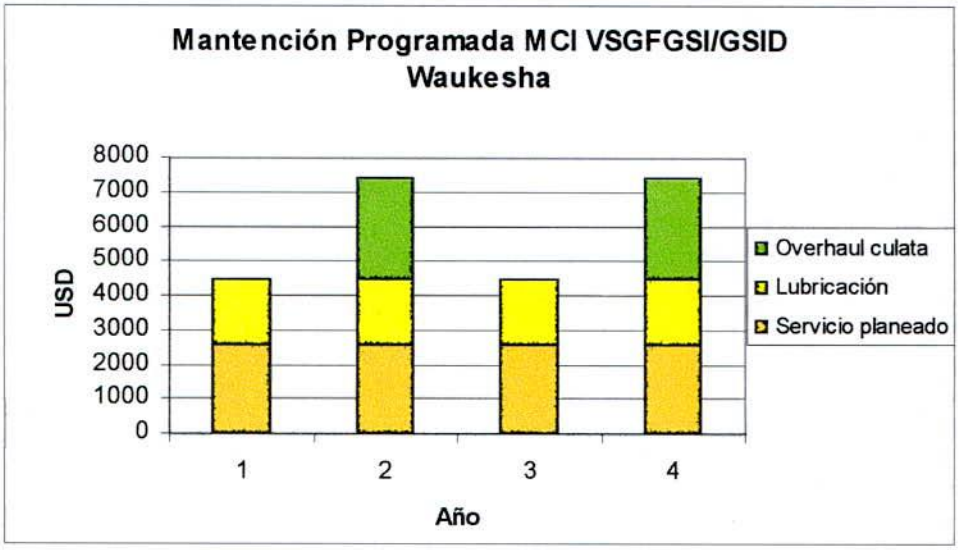


Gráfico Nº 6.3 : Costo de mantención según planificación del fabricante para el MCI VSG11GSI/GSID, marca Waukesha.

De igual forma, para la MTG, el fabricante "Capstone", señala para su producto un costo específico de **0,004541 [US$/kW]**, el que sólo contempla las partes y piezas.

Para los efectos de partes a cambiar, el fabricante plantea la siguiente planificación:

	Costo USD				
Años de Funcionamiento	Filtro de Aire	Filtro de combustible	Ignitor	Termocupla	Inyector de GN
1	456	312	0	0	0
2	456	312	540	462	5760
3	456	312	0	0	0
4	456	312	540	462	5760

Tabla Nº 6.9 : Planificación de cambio de partes de las MTG, en función de los años de funcionamiento (Hasta alcanzar 40.000 horas).

Al hacer una visualización temporal de los costos, se tiene el siguiente gráfico:

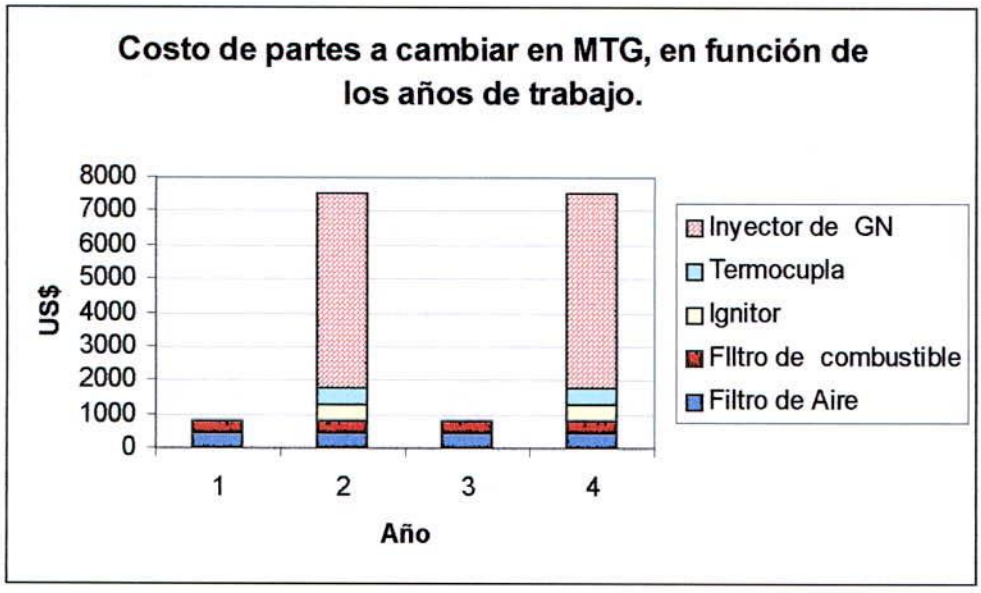


Gráfico Nº 6.4 : Costo de mantención según planificación del fabricante Capstone, para 2 MTG de 60 kW cada una.

Una de las características de los propulsores primarios (MTG y MCI), es que estos pueden ser reseteados directamente, sin Mayor complejidad, por lo que considero injustificado tener en forma permanente un operador de nivel técnico, pudiendo estar a cargo de esta función un operario debidamente capacitado.

b) Mantención No programada.

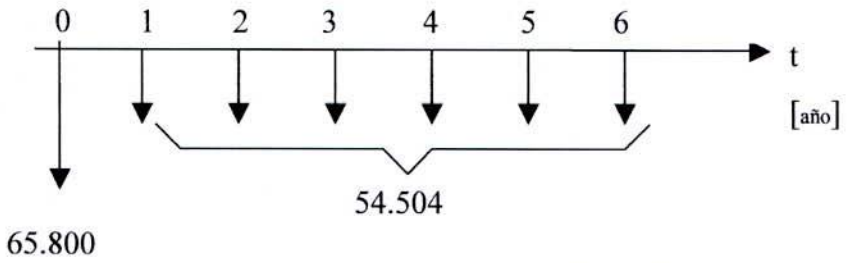
Los costos asociados a una falla en el sistema trigenerativo, pueden ser inmensamente significativos, por el pago a efectuar a Chilquinta, en particular, si la falla eléctrica altera el correcto funcionamiento del local, por lo que sólo es evaluado en las conclusiones finales.

6.4. Costo Anual Uniforme Equivalente (CAUE), para cada alternativa.

Suponiendo una condición de perfecto funcionamiento, de cada una de las máquinas, pertenecientes a las distintas opciones, se puede extraer el indicador económico CAUE, que compara los costos asociados a distintos proyectos, independiente del tiempo de duración de cada uno de ellos, situación que acontece entre las MTG y MCI, por tener distinto período de vida útil.

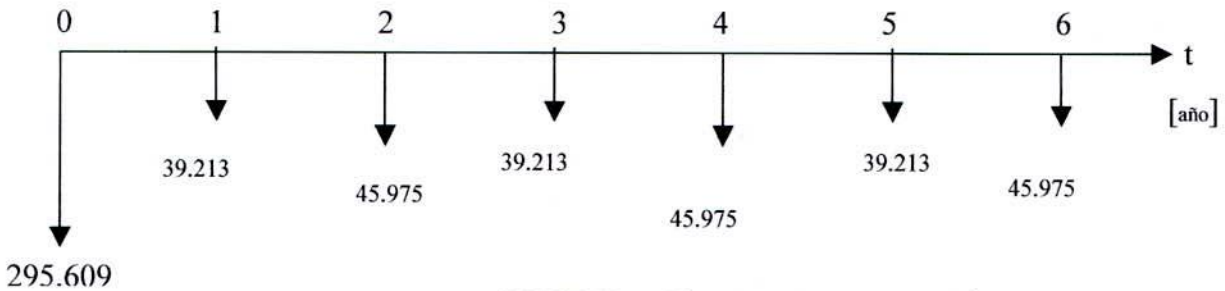
En los siguientes diagramas de flujos económicos, se aprecian los costos globales de las distintas alternativas, a los que se les asociará su respectivo CAUE, extraída con una tasa de retorno de 20 %.

✓ Para sistema convencional

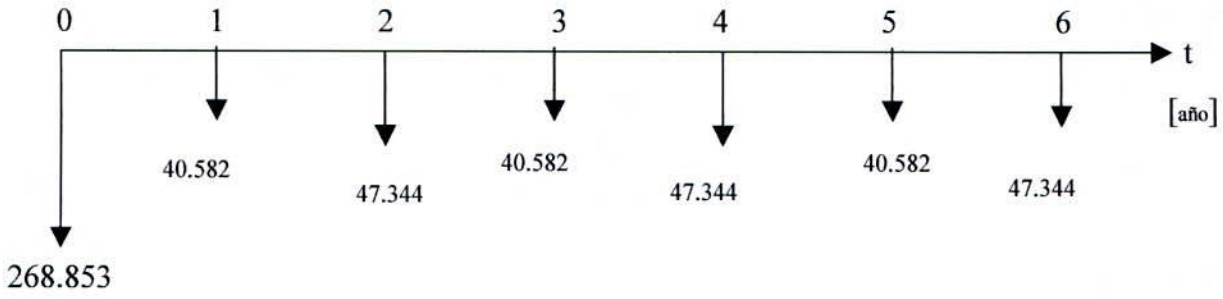


CAUE : 74.291 [US$]

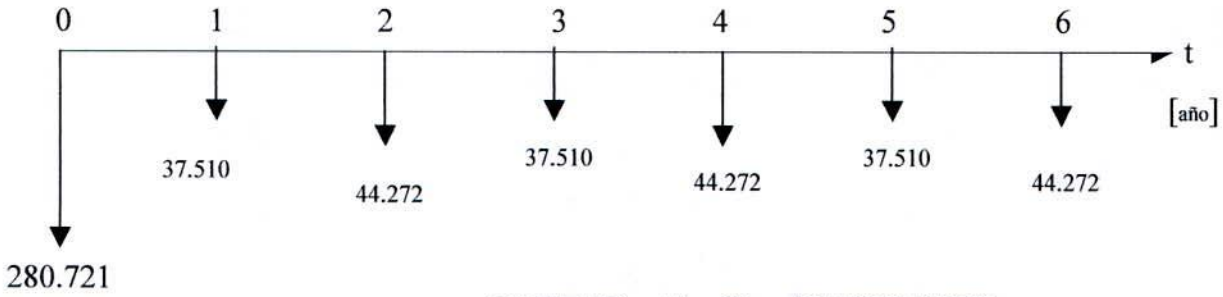
✓ Para MTG



CAUE (Opción 1) : 131.177[US$]

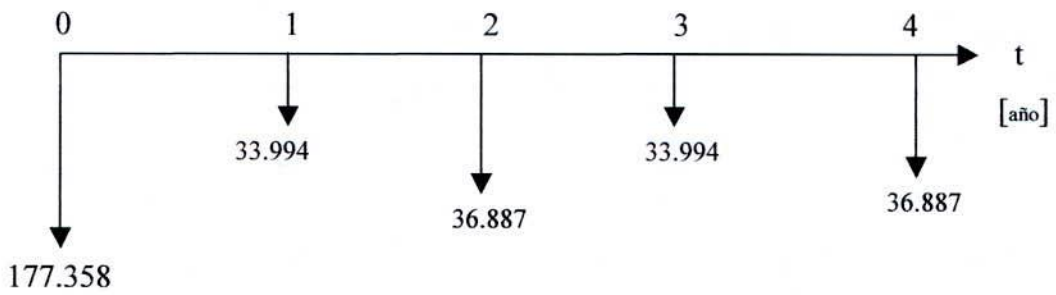


CAUE (Opción 2) : 124.501 [US$]

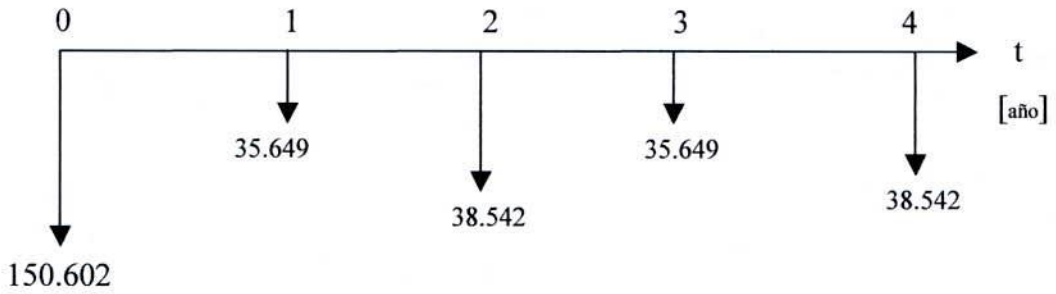


CAUE (Opción 3) : 124.999 [US$]

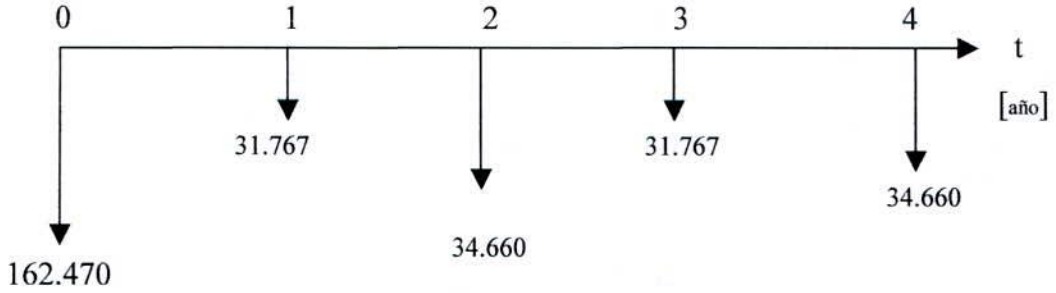
✓ **Para MCI**



CAUE (Opción 1) : 103.821[US$]



CAUE (Opción 2) : 95.139[US$]



CAUE (Opción 3) : 95.843[US$]

Para visualizar los CAUE de todas las alternativas, se ejecuta la siguiente tabla:

CAUE US$	
MTG	
Opción 1	131.177
Opción 2	124.501
Opción 3	124.999
MCI	
Opción 1	103.821
Opción 2	95.139
Opción 3	95.843
Convencional	
Fuego Directo	74.291

Tabla Nº 6.10 : Resumen de Indicador económico CAUE comparativo para las distintas alternativas.

De los CAUE en condiciones normales (4 US$/MMBTU, i = 20%, 45.576 US$/año en ELI), no existe alternativa trigenerativa viable, aún no considerando las posibles fallas no planificadas, que hacen aún menos atractiva la ejecución del proyecto.

6.5. Sensibilización económica respecto a los CAUE de las distintas alternativas.

Hasta el instante, los indicadores CAUE para las distintas alternativas, han sido extraídos, utilizando 3 parámetros posibles de sensibilizar, los que son:

- ✓ Precio del GN (4 [US$/MMBTU]),
- ✓ Precio del Tarifado eléctrico (según diario oficial) y.
- ✓ Tasa atractiva de retorno (20%)

Dado por sabido el proceder para cuantificar los costos de los distintos ítems, y el modo de obtener el CAUE, es que se presentan los gráficos de sensibilización para MTG, MCI, en sus distintas opciones, y para el Sistema Convencional, de los CAUE, al variar el precio del GN, desde 3 hasta 9 [US$/MMBTU], la tasa atractiva de retorno efectiva anual, desde 0,05 hasta 0,45, siendo la ofrecida por el banco de un 0,06, y finalmente, el pago de electricidad, partiendo del costo anual base (45.576 [US$/año], variando porcentualmente desde un 70 hasta un 140 % este valor.

Para MTG:

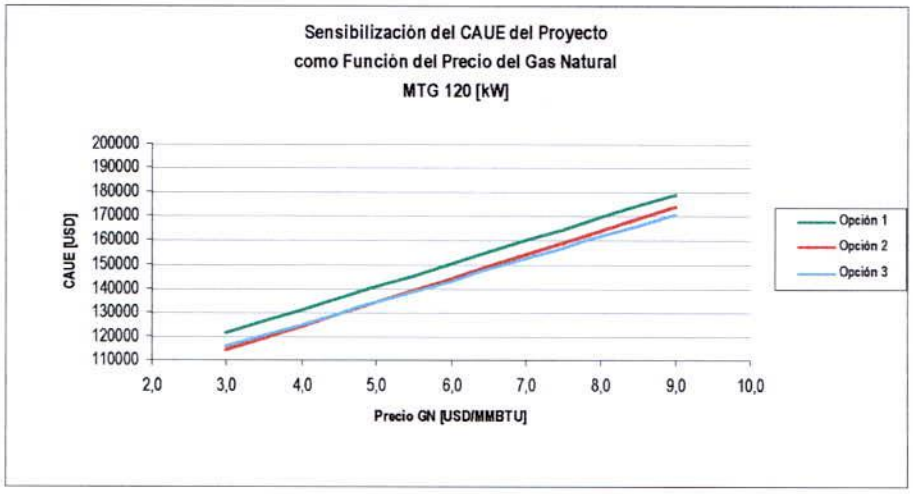


Gráfico Nº 6.6 : Sensibilización del CAUE para opciones identificadas en capítulo IV de configuración trigenerativa con MTG de 120 kW, en función del precio del GN.

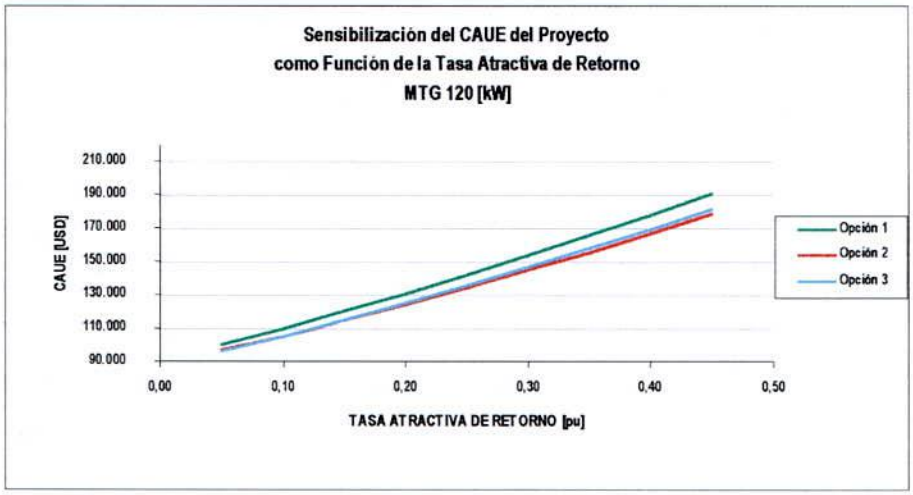


Gráfico Nº 6.7 : Sensibilización del CAUE para opciones identificadas en capítulo IV de configuración trigenerativa con MTG de 120 kW, en función de la Tasa Atractiva de Retorno.

Para MCI:

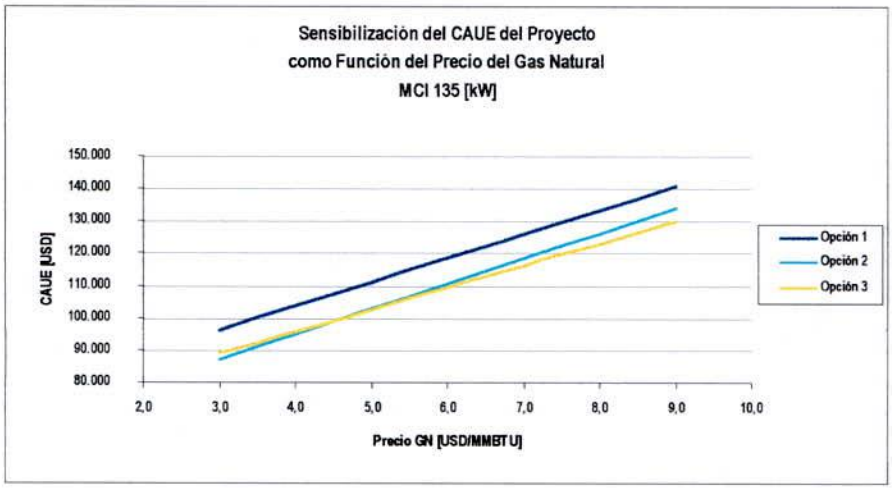


Gráfico Nº 6.8 : Sensibilización del CAUE para opciones identificadas en capítulo IV de configuración trigenerativa con MCI de 135 kW, en función del precio del GN.

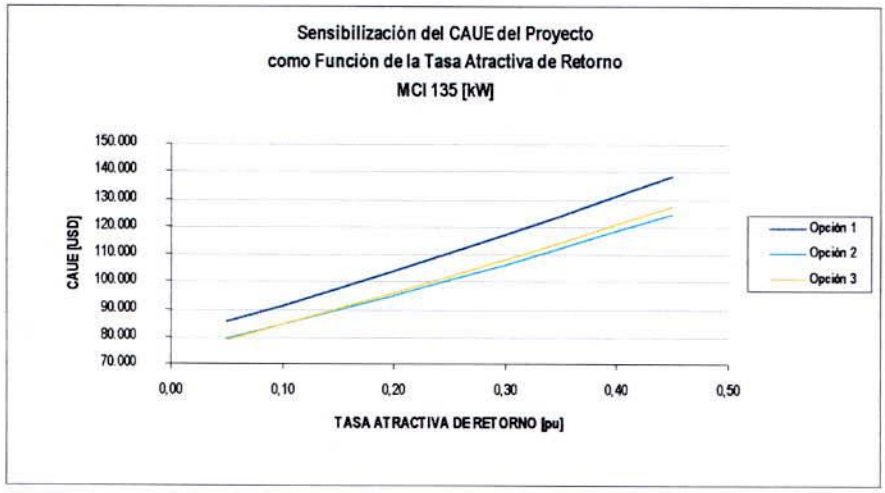


Gráfico Nº 6.9 : Sensibilización del CAUE para opciones identificadas en capítulo IV de configuración trigenerativa con MCI de 135 kW, en función de la Tasa Atractiva de Retorno.

Para Alternativa Convencional:

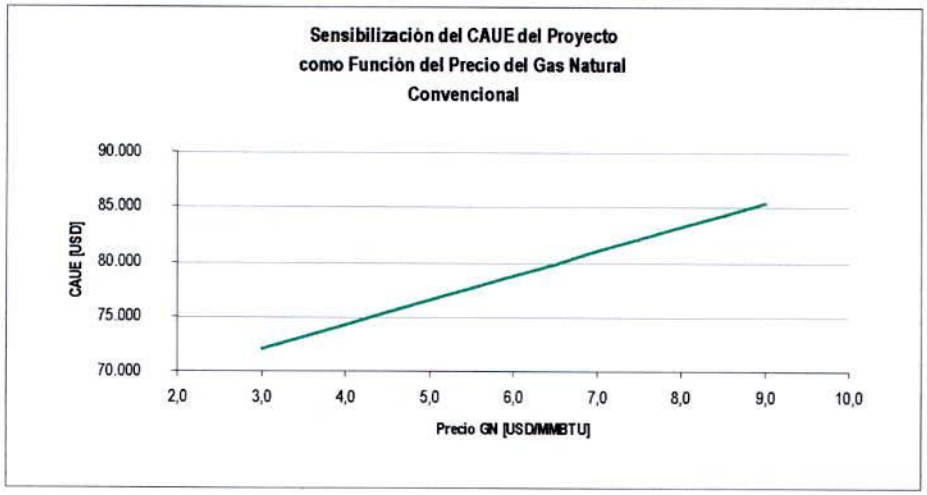


Gráfico Nº 6.10 : Sensibilización del CAUE para Sistema Convencional, en función del precio del GN.

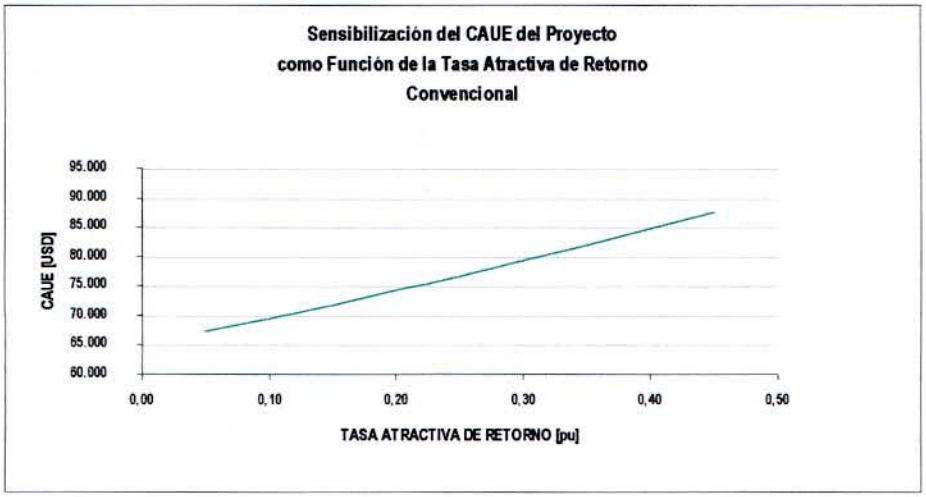


Gráfico Nº 6.11 : Sensibilización del CAUE para Sistema Convencional, en función de la Tasa Atractiva de Retorno.

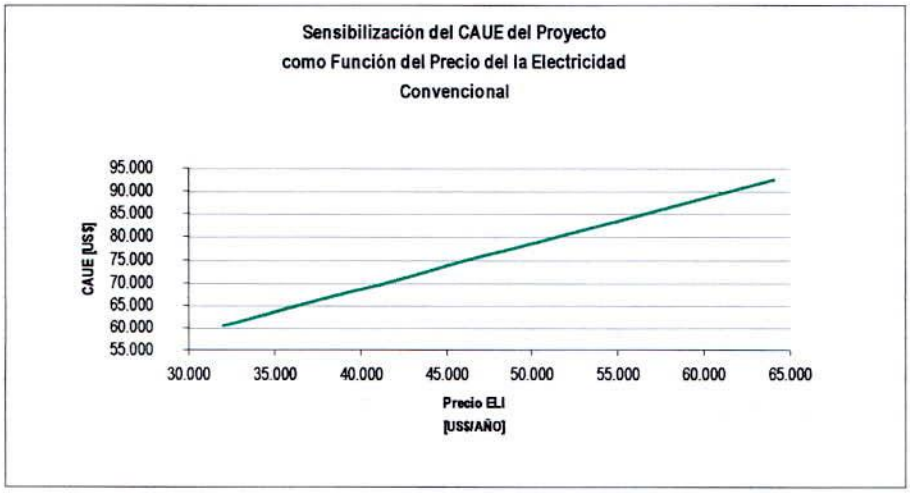


Gráfico Nº 6.12 : Sensibilización del CAUE para Sistema Convencional, en función del pago de la Electricidad.

Conclusión a partir de los CAUE y sensibilizaciones de las opciones.-

La evaluación de las alternativas que permiten satisfacer la demanda temporal para climatizar, y la energía eléctrica del supermercado, arroja como conclusión, que a partir de los costos globales, el mejor CAUE (el menor), corresponde a la opción convencional, siendo de US$74.291.- ., seguida de la alternativa 2 con MCI, con un CAUE de US$ 95.139.-

Cabe consignar, que se ha minimizado el valor de la mantención de las máquinas de absorción, según expresa información del proveedor de éstas, asegurando una gran confiabilidad en el período de evaluación del proyecto.

Dado que la mantención de la red no se transmite explícitamente al usuario, es que la alternativa convencional se ve fuertemente favorecida, además de utilizar una máquina de absorción con un COP de 1,22, muy superior a las utilizadas mayoritariamente en trigeneración, con un COP de 0,7, lo que se traduce en un menor consumo de GN.

Si se visualizan los costos más significativos, se aprecia que la inversión, para todas las alternativas trigenerativas, es lo de mayor peso en la evaluación del proyecto, experiencia extraída de haber evaluado todas las alternativas. Por lo mismo, es que las alternativas que utilizan MTG está totalmente distantes de compararse siquiera con los MCI.

El costo de ineficiencia para las configuraciones con generadores in situ (MCI y MTG), es de una gran cuantía, lo que tiene su explicación en el tipo de tarifado eléctrico, por el cobro de las potencias, tanto en horario normal, como en punta, dependiendo en que momento se produzca la necesidad de conectarse a la red, lo que las hace aún menos competente con la alternativa convencional, situación posible de soslayar aplicando redundancia parcial o

total, pero debido a que dentro del flujo de caja de cada alternativa, el mayor peso lo lleva la inversión, no es siquiera factible de evaluar. Más aún, si pensamos en que un pequeño grupo generador pueda satisfacer las demandas instantáneas de cajas, pero no el funcionamiento normal de venta del supermercado, pensando en que la reparación de una falla no prevista del generador supere un día en efectuarse.

Por todo lo anterior, se concluye que dentro de las alternativas evaluadas, se debe utilizar el sistema convencional.

Conclusión

Analizando capítulo a capítulo, se puede apreciar un enfoque imparcial para la toma de decisión, en cuanto a la viabilidad de la ejecución del proyecto, partiendo por el estudio de las demandas energéticas (térmicas y eléctricas) existentes, y las alternativas de solución propuestas en la actualidad.

Resulta imposible no resaltar el beneficio ambiental del sistema trigenerativo, al disminuir la cantidad de combustible a utilizar, y por ende, los productos de combustión, no obstante, el método tarifario nacional, atenta fuertemente a los resultados económicos, en el supuesto de una falla que resulte de una magnitud tal, que requiera obligatoriamente la conexión a la red.Más aún, si ésta se ejecuta en horario peak, en los meses comprendidos entre Abril y Septiembre, que es donde se cuantifica este valor, quedando registrada esta lectura para el resto del año.

Se debe hacer notar, que la evaluación en las alternativas trigenerativas, se efectuó en una condición optimizada de la demanda eléctrica (control de peak), basada en el estudio de la demanda promedio mensual del Capítulo II, lo que significa, que la potencia máxima registrada no supere los 120 kW, dando como resultado, minimizar la potencia instalada de los generadores eléctricos, disminuyendo el consumo de GN, por trabajar en un rango más óptimo de eficiencia. Caso contrario, se hubiese obtenido un resultado aún menos viable en estas alternativas.

Respecto a la utilización de estanque de acumulación, unido a un generador de agua fría, como se puede apreciar en el Capítulo III, desde el punto de vista de la inversión, el óptimo se encuentra para ambos casos (generador de fuego directo e indirecto), prácticamente sólo utilizando generadores de agua fría de la potencia total demandada.

Analizando los CAUE de las distintas alternativas, el mejor resultado se consigue con la alternativa convencional (US$ 74.291.-), seguida de MCI opción 3) (US$ 95.843), lo que significa que a partir de los costos globales de los proyectos, llevados a un costo anual uniforme equivalente, se consigue un ahorro comparativo de 22,5 % entre ambas.

Es importante concluir, que el peso de este tipo de proyectos lo lleva la inversión, lo que se puede reafirmar, si se hace la diferencia entre el costo de inversión, y la actualización al período cero de los costos operacionales del período de evaluación del proyecto, que, para el caso trigenerativo más viable (de menor CAUE (opción 2 con MCI)), esta diferencia alcanza los US$ 76.829.-, siendo la inversión de US$ 162.470.- y el costo de operación actualizado de US$ 85.641.-, traducido a porcentaje, el 65 % lo representa la inversión, y el complemento, costos operacionales.

Se debe resaltar, que el costo específico de inversión para la MTG (1.494 [US$/kW]) respecto del MCI (452. [US$/kW]), afecta fuertemente a la primera alternativa, quedando cada una de las alternativas asociadas a ella, ´con los mayores CAUE.

Respecto a las sensibilizaciones del precio de GN y de la tasa atractiva de retorno, se concluye que, de subir estos parámetros, es más perjudicial para el sistema trigenerativo, debido a los mayores consumos de GN de esta alternativa respecto a la convencional, y a los montos involucrados en los flujos de caja.

Por todo lo expuesto anteriormente, se sugiere continuar con el sistema convencional, y utilizar un equipo de fuego directo de la capacidad demanda para climatizar, pues aunque se concluyó la utilización de un sistema generación pulmón, la curva de los costos en la zona involucrada no es significativamente relevante.

Finalmente, dado el pronóstico de crecimiento de energía eléctrica en nuestro país, el costo tarifario eléctrico puede llegar a incrementar su valor, aún estando normado por el diario oficial, no obstante, en la sensibilización de la electricidad para la alternativa convencional, si el costo de electricidad a la distribuidora se incrementa en un 40 %, respecto al precio actual, recién se equipara con el CAUE de la mejor alternativa trigenerativa.

Bibliografía

[1] Tepper Bernal, Edgar Mauricio."Estudio de Viabilidad de la Cogeneración Industrial", 1996.

[2] López Santander, Marco Antonio. "Prefactibilidad Técnico-Económica de la Instalación de un Sistema de Cogeneración para déficit futuros de Potencia Eléctrica y Vapor en RPC", 1998.

[3] Miranda Orchard, Guillermo. "Cogeneración de Energía eléctrica a Vapor en Hospital Carlos Van Buren", 1999.

[4] Aldana Pinedo, Cristian Daniel. "Estudio Técnico-Económico de la Instalación de una Central de Cogeneración para ENAMI Ventanas", 1998.

Direcciones de Internet:

[5] www.cogeneracion.com

[6] www.conae.gob.mx/cgis/cogeneracion.shtml

[7] www.conae.gob.mx/cogeneracion.html

[8] http://savoiapower.8k.com/sistemas.html

[9] http://www.aesa.net/aesa/cogeneracion/ciclos.htm

[10]http://www.gva.es/impiva/servicios/publica/edicions/ahorener.html#anchor83124

[11]http://www. Sho-Me Dictionary - M.htm

[12]http://www. Instituto Wallon ASBL

ANEXOS.

ANEXO 1

Demanda Eléctrica del Supermercado.

Promedios Mensuales de la Potencia Eléctrica [KW]

Hora	Diciembre	Enero	Febrero	Marzo
13:00	119	111	111	113
13:15	117	111	108	111
13:30	118	111	109	109
13:45	116	111	105	110
14:00	116	109	104	108
14:15	117	110	102	107
14:30	116	109	103	105
14:45	116	108	104	104
15:00	115	107	103	103
15:15	114	106	103	102
15:30	113	104	103	104
15:45	111	104	101	105
16:00	111	103	101	105
16:15	108	102	100	103
16:30	111	105	99	103
16:45	112	107	101	101
17:00	111	107	104	101
17:15	109	104	102	101
17:30	106	105	102	101
17:45	106	104	102	100
18:00	104	104	102	101
18:15	106	104	104	100
18:30	105	104	105	99
18:45	104	104	106	100
19:00	103	103	106	100
19:15	104	102	106	101
19:30	104	103	107	102
19:45	103	105	107	103
20:00	103	106	106	102
20:15	102	106	104	102
20:30	104	104	104	102
20:45	102	104	102	101
21:00	101	105	101	102
21:15	100	102	98	101
21:30	100	97	95	99
21:45	96	93	88	97
22:00	92	86	81	93
22:15	85	79	75	89
22:30	79	75	72	84
22:45	79	73	70	78
23:00	74	70	68	71
23:15	73	69	68	69
23:30	72	69	68	67
23:45	71	70	67	65
0:00	71	70	67	65

Promedios Mensuales de la Potencia Eléctrica [KW]

Hora	Diciembre	Enero	Febrero	Marzo
0:00	70	69	67	65
0:15	69	68	66	65
0:30	70	68	65	65
0:45	69	68	66	65
1:00	69	68	65	65
1:15	68	67	65	65
1:30	68	68	65	64
1:45	67	68	66	64
2:00	66	68	65	64
2:15	66	68	65	63
2:30	65	67	65	62
2:45	65	66	65	62
3:00	64	65	65	61
3:15	65	64	65	62
3:30	66	64	65	63
3:45	66	63	63	63
4:00	65	62	63	62
4:15	66	62	62	62
4:30	67	63	62	61
4:45	66	62	61	60
5:00	67	61	58	60
5:15	63	60	58	59
5:30	63	59	57	57
5:45	62	58	57	56
6:00	61	58	56	56
6:15	62	58	57	56
6:30	67	60	64	58
6:45	83	73	80	64
7:00	95	87	99	67
7:15	101	98	109	69
7:30	105	102	111	74
7:45	111	105	115	88
8:00	113	110	116	96
8:15	115	112	115	104
8:30	113	112	110	108
8:45	114	112	111	111
9:00	115	113	108	110
9:15	112	112	109	110
9:30	114	112	108	109
9:45	112	112	107	110
10:00	115	110	106	108
10:15	113	111	108	106
10:30	115	111	110	107
10:45	118	113	111	106
11:00	121	113	112	105
11:15	122	111	113	108
11:30	120	114	114	109
11:45	117	114	114	110
12:00	118	113	112	109
12:15	120	113	114	108
12:30	120	112	114	110
12:45	121	113	116	112

ANEXO 2

Perfil Histórico de Temperatura de Quillota.

CUADRO Nº 10

QUILLOTA

Lat. 32° 53' S. Long. 71° 16' W Altitud 120 m.

MES	PRESION P(mb)		TEMPERATURA MEDIA T(°C)						TEMPERATURA EXTREMA		HUMEDAD REL. (%)			NUBOSIDAD N (de 0 a 10)			PRECIPITACION R (mm)	
	$\bar{P}_o$	$\bar{P}$	7h	13h	18h	$\bar{T}_x$	$\bar{T}_N$	$\bar{T}_{DIA}$	T_x	T_N	7h	13h	18h	7h	13h	18h	CANTIDAD R	MAX. EN UN DIA
ENE I	1013,6	999,8	14,9	25,1	20,8	26,7	11,6	18,5	36,4	6,0	87	56	66	4,0	4,7	1,1	2,5	26,5
FEB II	1013,7	999,9	13,8	25,1	20,4	26,4	11,3	18,0	35,0	6,3	92	56	68	4,3	1,9	1,5	6,3	91,0
MAR III	1014,2	1000,3	12,1	23,7	18,3	25,6	9,8	16,5	36,0	3,0	92	56	71	4,1	1,9	1,5	2,2	15,0
ABR IV	1015,5	1001,4	10,0	20,7	15,2	22,6	8,1	14,0	33,8	-1,0	92	60	78	4,6	3,1	2,9	12,4	56,1
MAY V	1016,9	1002,7	9,3	17,9	13,4	19,2	7,4	12,3	32,0	-1,0	91	66	85	5,7	5,0	4,4	77,4	118,0
JUN VI	1017,8	1003,6	7,9	15,5	11,6	16,7	6,0	10,5	29,0	-2,3	90	69	86	5,9	5,4	4,6	125,4	105,0
JUL VII	1018,3	1004,1	7,2	15,2	11,5	16,7	5,3	10,2	30,0	-2,4	90	67	85	5,5	5,2	5,3	86,2	84,5
AGO VIII	1018,5	1004,3	7,7	16,1	12,5	18,1	5,8	11,0	31,0	-3,5	91	67	82	5,3	5,2	5,2	78,4	109,8
SEP IX	1018,3	1004,1	9,0	18,1	14,0	19,6	7,0	12,4	32,0	0,8	93	65	78	5,9	4,8	4,8	25,0	42,0
OCT X	1017,3	1003,2	11,1	20,2	15,6	21,8	8,2	14,2	37,0	0,0	90	61	74	5,7	4,3	4,4	13,0	44,8
NOV XI	1015,6	1001,7	13,0	22,6	17,6	24,4	9,2	16,1	35,0	3,0	88	56	68	4,6	3,1	2,9	4,8	32,2
DIC XII	1014,5	1000,7	14,7	24,5	19,8	26,2	10,7	17,8	37,5	5,5	85	55	65	3,7	2,1	1,7	2,6	27,3
AÑO	1016,2	1002,2	10,9	20,4	15,8	22,0	8,4	14,3	37,5	-3,5	90	61	75	5,0	3,6	3,4	436,4	118,0

MES	NUMERO DE DIAS											NUMERO DE OBSERVACIONES POR CADA DIRECCION								
	All R 0,1	✕	Δ	R↘	≡	VI ≥ 2,0	All IN ≤ 80	VIENTO All ≥ 6	VIENTO All ≥ 8	$T_N < 0°$	$T_x \geq 25°$	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW	CAL
ENE I	0,4	-	-	-	2,2	16,0	1,2	0,1	0,0	-	20,1	0,6	1,0	1,6	3,0	21,6	46,3	4,1	-	14,8
FEB II	0,5	-	-	-	2,6	13,7	1,6	0,2	-	-	18,6	1,7	0,5	0,1	1,4	22,1	40,5	1,6	0,1	16,4
MAR III	1,0	-	-	-	4,7	16,5	1,5	0,2	-	-	18,1	2,0	0,8	1,0	1,8	22,0	40,1	1,5	0,5	23,3
ABR IV	2,1	-	-	0,1	4,7	12,7	5,2	-	-	0,1	9,8	2,8	2,5	2,8	1,8	21,3	27,1	2,2	0,6	28,9
MAY V	5,3	-	0,0	0,2	4,0	8,7	8,1	2,5	0,0	0,1	1,8	3,6	7,3	3,0	3,0	13,5	22,9	2,5	1,8	35,4
JUN VI	7,4	-	0,0	0,2	2,4	7,7	10,1	0,4	0,2	0,8	0,4	10,3	10,1	1,8	2,6	9,5	20,1	2,3	1,4	31,9
JUL VII	6,2	-	-	0,3	2,6	9,6	9,4	0,3	0,1	1,2	0,7	9,0	13,4	3,4	3,6	12,1	23,0	3,3	3,1	22,1
AGO VIII	6,0	-	0,0	0,2	2,8	9,4	9,6	1,0	0,2	0,3	1,8	7,0	10,0	1,3	4,4	17,2	23,2	5,3	3,3	21,3
SEP IX	4,3	-	0,0	0,1	3,1	8,4	9,8	0,4	-	-	2,6	3,5	5,5	1,4	4,0	13,2	37,0	6,0	2,0	17,4
OCT X	3,3	-	-	0,0	3,3	9,5	7,9	0,3	-	-	6,6	3,1	2,5	1,5	2,5	13,7	45,0	5,4	1,4	17,9
NOV XI	1,6	-	-	0,1	2,3	13,1	5,0	0,8	-	-	13,7	1,8	2,7	1,3	3,5	14,1	47,1	3,8	0,8	19,0
DIC XII	0,5	-	-	0,0	1,2	18,0	1,9	0,6	-	-	19,8	1,0	2,0	0,6	2,0	21,0	48,5	5,0	0,5	13,4
AÑO	36,6	-	0,2	1,2	35,9	143,3	71,3	6,8	0,6	2,5	118,0	46,4	58,3	19,8	33,6	201,3	420,8	42,0	15,5	257,7

ANEXO 3

Tablas Manual Carrier.

TABLA 28. COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN K — TECHUMBRES*

VERANO: Flujo descendente — INVIERNO: Flujo ascendente: (véase nota al pie)

kcal/h·°C·m² de área proyectada

Los números entre paréntesis dan el peso en kg/m². El peso total es igual a la suma de los pesos de los diversos componentes

TECHUMBRE		TECHO (CIELO RASO)											
		Sin techo	Paneles madera 20 mm	Panel yeso 10 mm	Entramado metálico enlucido		Yeso 10 mm o entramado madera enlucido		Panel asfalto con o sin enlucido de arena		Losas asfálticas sobre fieltro o yeso 12 mm	
					Enlucido de arena 20 mm	Enlucido ligero 20 mm	Enlucido de arena 12 mm	Enlucido ligero 12 mm	Panel de 12 mm	Panel de 25 mm	Losas de 12 mm	Losas de 20 mm
CUBIERTA	BAJO TECHUMBRE		(10)	(10)	(35)	(15)	(25)	(10)	(10)	(20)	(10)	(15)
Losas de asfalto (10)	Papel sobre contraplacado 8 mm (10)	2,49	1,32	1,46	1,56	1,42	1,42	1,37	1,07	0,83	1,12	1,02
	Papel bajo techumbre madera 20 mm (15)	1,46	1,12	1,27	1,32	1,22	1,22	1,17	0,98	0,78	1,02	0,93
Tejas planas o placas de fibrocemento (15) o enlucido de asfalto (5)	Papel sobre contraplacado 8 mm (10)	2,88	1,37	1,66	1,81	1,61	1,61	1,51	1,22	0,88	1,22	1,07
	Papel en subtejado madera 20 mm (15)	2,20	1,22	1,42	1,51	1,37	1,37	1,32	1,07	0,83	1,07	0,98
Tejas planas (40), tejas ordinarias (60) o chapas metal (5)	Papel sobre contraplacado 8 mm (10)	3,12	1,42	1,76	1,85	1,66	1,71	2,29	1,27	0,93	1,27	1,12
	Papel sobre subtejado madera 20 mm (15)	2,34	1,22	1,42	1,51	1,37	1,37	1,32	1,07	0,83	1,12	0,98
Planchas de madera (10)	Papel sobre cabrias (5)	2,59	1,27	1,51	1,61	1,46	1,46	1,37	1,12	0,93	1,17	1,02
	Papel sobre contraplacado 8 mm (10)	2,00	1,12	1,32	1,42	1,27	1,32	1,22	1,02	0,78	1,02	0,93
	Papel sobre subtejado madera 20 mm (15)	1,66	1,02	1,17	1,22	1,12	1,12	1,07	0,93	0,73	0,93	0,88

Ecuaciones: Verano (Flujo descendente) — Ganancias kcal/h = (Área proyección horizontal, m²) × K × (Diferencia equivalente de temperatura, tabla 29)
Invierno (Flujo ascendente) — Pérdidas kcal/h = (Área proyección horizontal, m²) × 1,1 K × (Temperatura exterior − Temperatura interior)

* En el caso en que exista una capa de aire o un aislamiento suplementario, ver tabla 31.

TABLA 5. CONDICIONES INTERIORES PARA APLICACIONES INDUSTRIALES (CONT.)

(Estos valores son facilitados a título informativo, las condiciones escogidas las determina generalmente el cliente)

INDUSTRIA	APLICACIÓN	Temp. seca (°C)	Humedad relat. %
MUNICIONES	Elementos de percusión		
	Secado de piezas	88	-
	Secado de pinturas	43	-
	Secado pólvora negra	52	-
	Carga detonadores y espoletas	21	40
	Proyectiles trazadores	27	40
PRODUCTOS DE FARMACIA	Conservación de polvos		
	Antes de la fabricación	21-27	30-35
	Después de la fabricación	24-27	15-35
	Trituración	27	35
	Comprimidos	21-27	40
	Recubrimientos	27	35
	Comprimidos polvos, efervesc	32	15
	Preparados hipodérmicos	24-27	30
	Coloides	21	30-50
	Jarabes para la tos	27	40
	Productos glandulares	25-27	5-10
	Fabricación de ampollas	27	35
	Cápsulas de gelatina	25	40-50
	Almacenaje de cápsulas	24	35-40
	Microanálisis	Confort	
	Productos biológicos	27	35
	Extracto de hígado	21-27	20-30
	Sueros	Confort	
	Animales	Confort	
PIEZAS REVESTIDAS DE CAUCHO	Fabricación	32	-
	Endurecimiento	27	25-30
	Instrumentos cirugía	24-32	25-30
	Almacenaje antes Fabricación	16-24	40-50
	Laboratorios	23	50
TABACO	Cigarrillos y cigarros		
	Fabricación	21-24	55-65
	Humectación	32	85-88
	Separación de troncos	24-30	75
	Conservación y preparación	26	70
	Empaquetado	24	75
	Embalaje y expedición	24	60
TEXTILES	Algodón		
	Laboreo y batido	21-24	55-70
	Cardado	28-31	50-55
	Estirado y bobinado	27	55-60
	Hilado de anillos		
	Encaje clásico	27-30	60-70
	Trama larga	27-30	
	Trabajo normal	27-30	55-60
	Bobinado y urdido	26-27	60-65
	Tejido	26-27	70-85
	Almacenaje	24	65-70
	Peinado	24	55-65
	Telas (lino)		
	Cardado, hilado	24-27	60
	Tejidos	27	80
	Tejidos de Lana		
	Batido	27-30	60
TEXTILES	Cardado	27-30	65-70
	Hilado	27-30	50-60
	Almacenaje	24-27	60
	Tejido		
	Tejidos ligeros	27-30	55-70
	Tejidos espesos	27-30	60-65
	Estirado	24	50-60
	Lanas peinadas		
	Cardado, peinado	27-30	60-70
	Almacenaje	21-30	75-80
	Estirado	27-30	50-70
	Hilado	27-30	50-55
	Bobinado y devanado	24-30	55-60
	Tejido	27	50-60
	Acabado	24-27	60
	Seda		
	Prep. y almacenaje	27	60-65
	Hilado y tejido	27	65-70
	Torcido	27	60
	Seda artificial		
	Hilado	27-32	50-60
	Torcido	27	55-60
	Tejido		
	Rayón	27	50-60
	Acetato	27	55-60
	Rayón hilado	27	80
	Batido	24-27	50-60
	Cardado, Torcido, Estirado	27-32	50-60
	Género de punto		
	Viscosa o celulosa precipitada	27-30	65
	Fibras sintéticas		
	Preparación y tejido de:		
	Viscosa	27	60
	« Celanese »	27	70
	Nylon	27	50-60
MAQUINARIA DE PRECISIÓN	Análisis espectrográfico	Confort	
	Montaje engranajes	24-27	35-40
	Almacenaje de:		
	Empaquetaduras	18	50
	Cemento y ceras	18	40
	Fabricación		
	Calibración, montaje de piezas de precisión	Confort	
	Rectificación	24-27	35-45
CRISTAL	Corte	Confort	
	Sala laminación pulimento	13	15

TABLA 9. FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TÉRMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO.

Dispositivos con elementos de sombra interiores*

Funcionamiento de 16 horas diarias, Temperatura interior constante**

ORIENTACIÓN (Latitud Norte)	PESO (***) (kg por m² de superficie de suelo)	HORA SOLAR															ORIENTACIÓN (Latitud Sur)
		MAÑANA							TARDE								
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
NE	750 y más	0,53	0,64	0,59	0,47	0,31	0,25	0,24	0,22	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	SE
	500	0,53	0,65	0,61	0,50	0,33	0,27	0,22	0,21	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11	0,08	0,07	0,06	
	150	0,56	0,77	0,73	0,58	0,36	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,07	0,04	0,02	0,02	
E	750 y más	0,47	0,63	0,68	0,64	0,54	0,38	0,27	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	E
	500	0,46	0,63	0,70	0,67	0,56	0,38	0,27	0,24	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	
	150	0,47	0,71	0,80	0,79	0,64	0,42	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,07	0,04	0,02	0,02	
SE	750 y más	0,14	0,37	0,55	0,66	0,70	0,68	0,58	0,46	0,27	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11	NE
	500	0,11	0,35	0,53	0,66	0,72	0,69	0,61	0,47	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15	0,12	0,10	0,09	
	150	0,02	0,31	0,57	0,75	0,84	0,81	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,09	0,05	0,04	0,03	
S	750 y más	0,19	0,18	0,34	0,48	0,60	0,68	0,73	0,74	0,64	0,59	0,42	0,24	0,22	0,19	0,17	0,15	N
	500	0,16	0,14	0,31	0,46	0,59	0,69	0,76	0,70	0,69	0,59	0,45	0,26	0,22	0,18	0,16	0,13	
	150	0,12	0,23	0,44	0,64	0,77	0,86	0,88	0,82	0,56	0,50	0,24	0,16	0,11	0,08	0,05	0,04	
SO	750 y más	0,22	0,21	0,20	0,20	0,20	0,32	0,47	0,60	0,63	0,66	0,61	0,47	0,23	0,19	0,18	0,16	NO
	500	0,20	0,19	0,18	0,17	0,18	0,31	0,46	0,60	0,66	0,70	0,64	0,50	0,26	0,20	0,17	0,15	
	150	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,24	0,47	0,67	0,81	0,86	0,79	0,60	0,26	0,17	0,12	0,08	
O	750 y más	0,23	0,23	0,21	0,21	0,20	0,19	0,18	0,25	0,36	0,52	0,63	0,65	0,55	0,22	0,19	0,17	O
	500	0,22	0,21	0,19	0,19	0,17	0,16	0,15	0,23	0,36	0,54	0,66	0,68	0,60	0,25	0,20	0,17	
	150	0,12	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,09	0,19	0,42	0,65	0,81	0,85	0,74	0,30	0,19	0,13	
NO	750 y más	0,21	0,21	0,20	0,19	0,18	0,18	0,17	0,16	0,16	0,33	0,49	0,61	0,60	0,19	0,17	0,15	SO
	500	0,19	0,19	0,18	0,17	0,17	0,16	0,16	0,15	0,16	0,34	0,52	0,65	0,23	0,18	0,15	0,12	
	150	0,12	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,10	0,17	0,39	0,63	0,80	0,79	0,28	0,18	0,12	
N y sombra	750 y más	0,23	0,58	0,75	0,79	0,80	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,87	0,88	0,39	0,35	0,31	S y sombra
	500	0,25	0,46	0,73	0,78	0,82	0,82	0,83	0,84	0,85	0,87	0,88	0,89	0,90	0,40	0,34	0,29	
	150	0,07	0,22	0,69	0,80	0,86	0,93	0,94	0,95	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,35	0,23	0,16	

Ecuación: Carga de refrigeración kcal/h = [Máxima aportación solar kcal/h.m² (Tabla 6)].
× [superficie acristalada, m²].
× [factor de sombra, factor de atmósfera, etc. (Cap. 4)].
× [factor de almacenamiento (Tabla 7 a la hora deseada)].

* Elemento de sombra interior es cualquier tipo de pantalla situada detrás de la superficie acristalada.

** Estos factores se aplican cuando se mantiene una TEMPERATURA CONSTANTE en el interior del edificio durante el periodo de funcionamiento del equipo. Cuando se permite una variación de temperatura, resulta un almacenamiento adicional durante periodos de máxima carga. Véase la Tabla 13 para los factores de almacenamiento aplicables.

*** Peso por metro cuadrado de piso.

$$\text{Local con uno o más muros al exterior} = \frac{\text{(Peso de muros exteriores, kg)} + 1/2\ \text{(Peso de tabiques, suelo y techo, kg)}}{\text{superficie del suelo del local, m}^2}$$

$$\text{Local interior (sin muros exteriores)} = \frac{1/2\ \text{(peso de tabiques, suelo y techo, kg)}}{\text{superficie del suelo del local, m}^2}$$

$$\text{Local en sótano (piso sobre suelo)} = \frac{\text{(Peso del suelo, kg)} + \text{(Peso de muros exteriores, kg)} + 1/2\ \text{(peso de tabiques y techo, kg)}}{\text{superficie del suelo del local, m}^2}$$

$$\text{Edificio o zona entera} = \frac{\text{Peso de muros exteriores, tabiques, pisos, estructura y soportes, kg}}{\text{superficie de suelo con acondicionamiento de aire, m}^2}$$

Si el suelo está recubierto de una alfombra: El peso del suelo debe multiplicarse por 0,50 a fin de compensar el efecto aislante de la alfombra.
Los pesos por m² de los tipos de construcción más usuales se encuentran en las Tablas 21 hasta 33.

TABLA 12. FACTORES DE ALMACENAMIENTO DE LA CARGA. GANANCIAS DE CALOR DEBIDAS AL ALUMBRADO*

Luces en funcionamiento durante 10 horas, con equipo de acondicionamiento funcionando 12, 16 y 24 horas. Temperatura del local constante**

	Duración de funcionamiento de la instalación	Peso (***) (kg/m² de superficie de suelo)	NÚMERO DE HORAS TRANSCURRIDAS DESDE QUE SE ENCIENDEN LAS LUCES																							
			0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
Alumbrado fluorescente empotrado o montado en superficie. Aparato no ventilado	24	750 y más	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	0,87	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
		500	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06
		150	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	0
	16	750 y más	0,60	0,82	0,83	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,86	0,88	0,90	0,32	0,28	0,25	0,23	0,19								
		500	0,46	0,79	0,84	0,86	0,87	0,88	0,88	0,89	0,89	0,90	0,90	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16								
		150	0,29	0,77	0,85	0,89	0,92	0,95	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05								
	12	750 y más	0,62	0,90	0,91	0,93	0,93	0,94	0,95	0,95	0,95	0,96	0,96	0,37												
		500	0,57	0,89	0,91	0,92	0,94	0,94	0,95	0,95	0,96	0,96	0,97	0,36												
		150	0,42	0,86	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,98	0,99	0,99	0,99	0,26												
Alumbrado fluorescente empotrado o montado en superficie. Aparato ventilado para el retorno de aire	24	750 y más	0,34	0,55	0,61	0,65	0,68	0,71	0,74	0,77	0,79	0,81	0,83	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,12	0,11
		500	0,24	0,56	0,63	0,68	0,72	0,75	0,78	0,80	0,82	0,84	0,86	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08
		150	0,17	0,65	0,77	0,84	0,88	0,92	0,94	0,95	0,97	0,98	0,98	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0
	16	750 y más	0,58	0,75	0,79	0,80	0,80	0,81	0,82	0,83	0,84	0,86	0,87	0,39	0,35	0,31	0,28	0,25								
		500	0,46	0,73	0,78	0,82	0,82	0,82	0,83	0,84	0,85	0,87	0,88	0,40	0,34	0,29	0,25	0,20								
		150	0,22	0,69	0,80	0,86	0,89	0,93	0,94	0,95	0,97	0,98	0,98	0,35	0,23	0,16	0,11	0,07								
	12	750 y más	0,69	0,86	0,89	0,90	0,91	0,91	0,92	0,93	0,94	0,95	0,95	0,50												
		500	0,58	0,85	0,88	0,88	0,90	0,92	0,93	0,94	0,94	0,94	0,95	0,48												
		150	0,40	0,81	0,88	0,91	0,93	0,96	0,97	0,97	0,98	0,99	0,99	0,35												
Alumbrado (fluorescente o incandescente) empotrado sin fase techo que sirve de retorno de aire para el plano	24	750 y más	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72	0,74	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,19	0,16
		500	0,17	0,33	0,44	0,52	0,56	0,61	0,66	0,69	0,74	0,77	0,79	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,30	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12
		150	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0	0
	16	750 y más	0,57	0,64	0,68	0,72	0,73	0,73	0,74	0,74	0,75	0,76	0,78	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37								
		500	0,47	0,60	0,67	0,72	0,74	0,77	0,78	0,79	0,80	0,81	0,82	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32								
		150	0,07	0,53	0,70	0,78	0,84	0,88	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,52	0,34	0,24	0,16	0,11								
	12	750 y más	0,75	0,79	0,83	0,84	0,86	0,88	0,89	0,91	0,91	0,93	0,93	0,75												
		500	0,68	0,77	0,81	0,84	0,86	0,88	0,89	0,89	0,92	0,93	0,93	0,72												
		150	0,24	0,72	0,82	0,87	0,89	0,92	0,95	0,95	0,97	0,98	0,98	0,52												

* Estos factores se aplican cuando se mantiene TEMPERATURA CONSTANTE durante el período de funcionamiento del equipo. Cuando se permite variación de la temperatura resulta un almacenamiento adicional durante períodos de máxima carga. Véase la Tabla 13 para los factores de almacenamiento aplicables.

Cuando las luces funcionan el mismo número de horas que el equipo de acondicionamiento, se utiliza un factor de almacenamiento de 1,00.

** **Luces funcionando durante períodos más largos o más cortos de 10 horas.**

Ocasionalmente puede ser necesario efectuar ajustes para tener en cuenta luces que funcionen más o menos de 10 horas, sobre lo cual se basa la tabla. A continuación se expone el procedimiento para ajustar los factores de carga térmica:

A-CON LUCES FUNCIONANDO UN PERIODO INFERIOR A 10 HORAS y el equipo funcionando durante 12, 16 ó 24 horas, la extrapolación de los factores de carga térmica en la hora en que ésta es máxima, se efectúa del siguiente modo:

1. Equipo de acondicionamiento funcionando 24 horas seguidas:
   a. Se emplean los factores de almacenamiento tal como los indicados hasta la hora en que se apaga la luz.
   b. Se cambia la posición de los factores de carga a partir de la décima hora (a la derecha de la línea gruesa) hacia la izquierda hasta el punto que representa la hora cuando las luces se apagan. Esto deja las últimas horas de funcionamiento del equipo sin factor de almacenamiento indicado.
   c. Se efectúa extrapolación para obtener los valores de las últimas horas, utilizando el mismo grado de decremento que en las últimas horas de la tabla.
2. Equipo de acondicionamiento funcionando 16 horas seguidas:
   a. Sigue el procedimiento del Paso 1, empleando el factor de almacenamiento de la tabla indicada para el equipo funcionando 24 horas.
   b. Se forma un nuevo grupo de factores de almacenamiento, añadiendo los nuevos valores de la hora 16 al punto denominado 0, el valor de la hora 17 al punto denominado 1 hora, etc.
   c. Los factores de almacenamiento para las horas durante las cuales están apagadas las luces son como en los pasos 1 b y 1 c.
3. Equipo funcionando 12 horas:
   Se sigue el mismo procedimiento que en el Paso 2, excepto que se añaden los valores de la hora duodécima al punto denominado 0, hora decimotercera, al punto denominado «hora primera», etcétera.

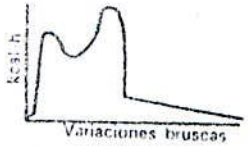
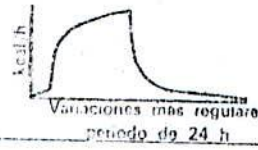
B-CON LUCES ENCENDIDAS UN PERIODO DE MAS DE 10 HORAS, y el equipo funcionando 12, 16 ó 24 horas a la hora de máxima carga total, se efectúa la extrapolación para los factores de almacenamiento del siguiente modo:

1. Equipo funcionando durante 24 horas seguidas:
   a. Se utilizan los factores de almacenamiento tal como hasta la décima hora, y se extrapola más allá de la décima hora con por lo menos cuatro horas.
   b. Se sigue el mismo procedimiento que en el Paso 1 b de «A» excepto de que se desplazan los factores más allá de la décima hora hacia la derecha, prescindiendo de las últimas horas.
2. Equipo funcionando durante 16 ó 12 horas seguidas:
   a. Se emplean los factores de almacenamiento indicados en la tabla para 24 horas de funcionamiento como hasta la décima hora, y se extrapola más allá de la décima hora para por lo menos cuatro horas.
   b. Se sigue el mismo procedimiento que en el Paso 1 b de «A» excepto que se desplaza ahora los factores más allá de la décima hora a la derecha.
   c. Para funcionamiento de 16 horas, se sigue el procedimiento indicado para Pasos 2 b y 2 c de «A».
   d. Para funcionamiento de 12 horas se sigue el procedimiento indicado para el Paso 3 de «A».

TABLA 13. FACTORES DE ALMACENAMIENTO O COEFICIENTES DE AMORTIGUAMIENTO, CON VARIACIÓN DE TEMPERATURA EN EL LOCAL

kcal/h (°C de variación) (m² de superficie de suelo)

NOTA: Esta reducción puede efectuarse únicamente a la hora punta o de máximo carga térmica

APLICACIÓN		* Peso por kg por m² de superficie de suelo	*** Superficies acristaladas (%)	DURACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO								
				24			16			12		
Variación de la carga en función del tiempo	Tipo de edificio			Variación de la temperatura, °C								
				1	2	3	1	2	3	1	2	3
 Variaciones bruscas periodo de 24 h	Zona periférica para oficina salvo orientación Norte	750 y más	75	9,15	8,65	7,95	8,65	8,15	7,45	7,70	7,20	6,75
			50	8,15	7,70	7,00	7,70	7,20	6,50	7,20	6,50	6,00
			25	7,20	6,75	-	6,75	6,25	-	6,25	5,75	-
		500	75	8,15	7,70	7,00	7,20	7,00	6,50	6,75	6,50	6,25
			50	7,20	6,75	6,25	6,50	6,25	5,75	6,25	6,00	5,25
			25	6,50	6,00	5,75	6,00	4,80	4,30	5,75	4,55	3,35
		150	75	6,75	6,00	4,80	5,75	5,25	4,55	4,80	4,55	4,20
			50	5,75	4,55	3,85	5,25	4,30	3,85	4,30	4,10	3,85
			25	4,30	3,85	3,35	4,10	3,60	2,90	3,85	3,35	2,65
 Variaciones más regulares periodo de 24 h	Zona interior ** Grandes almacenes Fábricas	750 y más	-	7,70	7,45	7,20	7,20	7,00	-	6,50	-	-
		500	-	6,75	6,60	6,50	6,25	6,15	6,00	6,00	5,75	-
		150	-	4,55	4,40	4,30	4,30	4,25	4,10	4,10	3,85	-
 Variaciones continuas de poca amplitud, periodo de 24 h	Edificios de apartamentos Hoteles Hospitales Pabellones	750 y más	75	8,90	8,40	6,75	-	-	-	-	-	-
			50	7,95	7,20	-	-	-	-	-	-	-
			25	7,00	-	-	-	-	-	-	-	-
		500	75	7,50	7,00	6,75	-	-	-	-	-	-
			50	6,75	6,50	-	-	-	-	-	-	-
			25	6,25	-	-	-	-	-	-	-	-
		150	75	5,75	5,25	4,55	-	-	-	-	-	-
			50	5,25	4,30	3,85	-	-	-	-	-	-
			25	4,10	3,35	-	-	-	-	-	-	-

Ecuación: Reducción en la carga térmica máxima, kcal/h = (Superficie del suelo, m²) × (Variación de temperatura deseada, Tabla 4) × (Factor de almacenamiento).

* El peso por m² de suelo puede obtenerse a través de ecuación contenida en Tabla 7.

** Para una instalación funcionando únicamente 12 horas seguidas, se admite una variación máxima de 1° C.

*** La columna denominada « superficie acristalada (%) » corresponde al porcentaje de superficie acristalada en relación a la superficie total del muro.

capacidad del equipo por debajo del límite necesario para mantener la temperatura constante. Esta reducción debe hacerse restándola del calor sensible del local.

NOTA: Esta reducción se hace solamente en la hora de máxima carga de refrigeración.

Ejemplo 3. Temperatura ambiente variable

Datos:

El mismo local que en el ejemplo n.º 1 (pág. 23).

Determinar:

La carga real de refrigeración a las 16 horas, debida a la insolación, alumbrado y ocupantes, admitiendo una variación de temperatura de 2 °C en el interior del local.

Solución:

Según los ejemplos 1 y 2, las cargas sensibles máximas reales debidas a la insolación, alumbrado y ocupantes (despreciando las ganancias debidas a las infiltraciones, transmisiones, aire exterior y otras ganancias internas eventuales), son:

$$1.420 + 1.230 = 2.650 \text{ kcal/h.}$$

NOTA: La carga de refrigeración de este local alcanza el máximo alrededor de las 16 horas. Las cargas por insolación y alumbrado pasan por un máximo hacia las 16 horas. Aunque la transmisión a través de los grandes vidrios de ventana alcanza su máximo alrededor de las 15 horas, también tiene lugar a esta hora la máxima carga por infiltración y ventilación y los máximos de carga por transmisión a través de las paredes, relativamente pequeñas, ocurren mucho más tarde, alrededor de las 24 horas. La suma de estas cargas da por resultado que la máxima carga de refrigeración ocurra a las 16 horas aproximadamente en locales que tienen esta orientación.

El peso de los materiales que constituyen este local es de 473,5 kg/m² de superficie de suelo (ejemplo 1.º).

La reducción de las ganancias reales para una variación de 2 °C de la temperatura interior es, según la tabla 13:

$$6,1 \times 6,1 \times 2 \times 6,25 = 465 \text{ kcal/h.}$$

Carga de refrigeración: 2.650 — 465 = 2.185 kcal/h.

Es interesante comparar este valor con el de las ganancias instantáneas por insolación, alumbrado y ocupantes, que para este local sería de 4.150 kcal/h.

Regulándose normalmente el termostato a 23 °C, la temperatura de proyecto (23 + 2 = 25 °C), sólo se alcanzará en la hora punta, y el resto del tiempo la tempera-

2. Aplicando los coeficientes que indica la tabla de la página 52 o los proporcionados por el fabricante.
3. Distribuyendo las cantidades de calor en la lámina de aire y en los vidrios como indica la figura 17.

Ejemplo 5. Cálculo aproximado de un coeficiente global de insolación

Datos:

Supongamos que en el ejemplo de la figura 16, además del cristal señalado tuviéramos otro cristal de 6 mm situado al otro lado de la persiana.

Determinar:

El coeficiente global de insolación.

Solución:

El calor absorbido por la lámina de aire se distribuye, aproximadamente, en dos flujos, un 45 % hacia el interior y un 55 % hacia el exterior. El calor absorbido por los cristales se reparte entre un 20 % hacia el interior y un 80 % hacia el exterior, en el cristal exterior, y entre un 75 % hacia el interior, y un 25 % hacia el exterior, en el vidrio interior. Este reparto se funda en un razonamiento parecido al que se expuso anteriormente en las observaciones hechas a la figura 13, en las que se admitió unos coeficientes de convección exterior e interior de 13,5 y 8,7 kcal/h · m² °C, respectivamente, y una resistencia ofrecida por la lámina de aire de 0,15 m² · h · °C/kcal.

Según la figura 17, las ganancias Q serán tales que:

$$Q = (0{,}75 \times 0{,}15 \times 0{,}77R) + (0{,}77 \times 0{,}12 \times 0{,}77R) + 0{,}45\,[(0{,}37 \times 0{,}77R) + (0{,}08 \times 0{,}51 \times 0{,}77R) + (0{,}08 \times 0{,}12 \times 0{,}77R)] + 0{,}20\,[(0{,}15R) + (0{,}15 \times 0{,}51 \times 0{,}77R)] = 0{,}27\ R.$$

El coeficiente que se deberá aplicar a los valores de la tabla 15 será de:

$$0{,}27\ R/0{,}88\ R = 0{,}31$$

BLOQUES DE VIDRIO

El comportamiento de los bloques de vidrio es diferente del de los cristales ordinarios de-

TABLA 16. FACTORES TOTALES DE GANANCIA SOLAR A TRAVÉS DEL VIDRIO

(coeficientes globales de insolación con o sin dispositivo de sombra o pantalla) *

Aplicar estos coeficientes a los valores de las tablas 6 y 15

Velocidad del viento 8 km/h. Ángulo de incidencia 30°. Con máxima sombra de persiana

TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS INTERIORES * Listones horizontales o verticales inclinados 45° O CORTINAS DE TELA			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES Listones horizontales inclinados 45°		PERSIANA EXTERIOR Listones inclinados 17° (horizontales) **		CORTINA EXTERIOR DE TELA Circulación de aire arriba y lateralmente	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro Interior oscuro	Color medio ****	Color oscuro ***	Color claro	Color medio u oscuro
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1,00	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14	0,19	0,24
VIDRIO ABSORBENTE *****										
Coeficiente de absorción 0,40 a 0,48	0,80	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Coeficiente de absorción 0,48 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11	0,15	0,18
Coeficiente de absorción 0,56 a 0,70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10	0,12	0,16
VIDRIO DOBLE										
Vidrios ordinarios	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14	0,18	0,22
Vidrios de 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio interior ordinario Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,13
Vidrio interior de 6 mm Vidrio ext. absorbente de 0,48 a 0,56	0,50	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,12
VIDRIO TRIPLE										
Vidrio ordinario	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidrio de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10	0,14	0,17
VIDRIO PINTADO										
Color claro	0,28									
Color medio	0,39									
Color oscuro	0,50									
VIDRIO DE COLOR ******										
Ambar	0,70									
Rojo oscuro	0,56									
Azul	0,60									
Gris	0,32									
Gris-verde	0,46									
Opalescente claro	0,43									
Opalescente oscuro	0,37									

Solución:

Diferencia entre las temperaturas interior y exterior = 10 °C.
Variación de la temperatura en 24 horas = 14 °C.
Corrección a la diferencia de temperatura equivalente = + 0,3 (tabla 20 A).
Diferencia de temperatura equivalente:

$$23{,}8° + 0{,}3° = 24{,}1\ °C.$$

Ejemplo 3. Meses y latitudes diferentes

Datos:

Pared de 30 cm de ladrillo ordinario, sin enfucir, orientada al Oeste.

Latitud, 30° Norte
Temperatura exterior en verano, 35 °C
en invierno — 7 °C

Variación media de la temperatura exterior en 24 horas: 10 °C.

Determinar:

La diferencia equivalente de temperatura a las 12 horas en el mes de Noviembre.

Solución:

Aplicando la relación indicada anteriormente:

$$\Delta t_e = a + \Delta t_m + b\,\frac{R_s}{R_m}\,(\Delta t_{sm} - \Delta t_m)$$

TABLA 19. DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)

Muros soleados o en sombra*

Valedero para muros de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h. mes de Julio y 40° de latitud Norte**

ORIENTACIÓN	PESO DEL MURO ***	HORA SOLAR																							
		MAÑANA							TARDE												MAÑANA				
	(kg/m²)	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NE	100	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1
	200	-0,5	-1,1	-1,1	2,8	13,3	12,2	11,1	8,3	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5
	500	2,2	1,7	2,2	2,2	2,2	5,5	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8	2,8
	700	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	5,5	7,8	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9	3,9
E	100	0,5	9,4	16,7	18,3	20,0	19,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7
	300	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	17,2	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	2,8	2,2	1,7	0,5	0,5	0
	500	2,8	2,8	3,3	4,4	7,8	11,1	13,3	13,9	13,3	11,1	10,0	8,9	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,9	3,3
	700	6,1	5,5	5,5	5,0	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,0	10,6	10,0	9,4	8,9	7,8	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	7,2	7,2	6,7	6,7
SE	100	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15,0	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,9	11,7	10,0	8,3	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	6,1	8,9	9,4	10,0	10,6	10,0	9,4	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	4,4	3,9
	700	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	6,1	7,8	8,3	8,9	10,0	8,9	8,3	7,8	7,2	6,7	6,7	6,7	6,1	6,1	5,5	5,5	5,0
S	100	-0,5	-1,1	-2,2	0,5	2,2	7,8	12,2	15,0	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9	6,7	5,5	3,9	3,3	1,7	1,1	0,5	0,5	0	0	0,5
	300	0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	6,7	11,1	13,3	13,9	14,4	12,8	11,1	8,3	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5
	500	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,7	2,2	4,4	6,7	8,3	8,9	10,0	10,0	8,3	7,8	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8
	700	3,9	3,3	3,3	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	5,5	7,2	7,8	8,3	8,9	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9
SO	100	-1,1	2,2	-2,2	-1,1	0	2,2	3,3	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	23,3	16,7	13,3	6,7	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5	0,5
	300	1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	17,8	19,4	20,0	19,4	18,9	11,1	5,5	3,9	3,3	2,8	2,2	2,2	1,7	1,7
	500	3,9	2,8	3,3	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	10,6	12,2	12,8	13,3	12,8	12,2	8,3	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9
	700	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	11,1	7,2	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4
O	100	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	7,8	11,1	17,8	22,2	25,0	26,7	18,9	12,2	7,8	4,4	2,8	1,1	0,5	0	0	-0,5	-0,5
	300	1,1	0,5	0	0	0	1,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	20,0	15,6	8,9	5,5	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1	13,9	15,6	15,0	14,4	10,6	7,8	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4
	700	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,7	12,2	12,8	12,2	11,1	10,0	8,9	8,3	7,2
NO	100	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6,7	10,6	13,3	18,3	22,2	20,6	18,9	10,0	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	1,1
	300	-1,1	-1,7	2,2	-1,7	1,1	0	1,1	3,3	4,4	5,5	6,7	11,7	16,7	17,2	17,8	11,7	6,7	4,4	3,3	2,2	1,7	0,5	0	-0,5
	500	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,8	3,3	5,0	6,7	9,4	11,1	11,7	12,2	7,8	4,4	3,9	3,9	3,3	3,3	2,8
	700	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	7,8	10,0	10,6	11,1	8,9	7,2	6,1	5,5	5,0
H (en la sombra)	100	1,7	1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0,5	2,7	4,4	5,5	6,7	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	0	-0,5	0,5	-1,1	-1,1
	300	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-0,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1
	500	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8	2,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	1,1	0,5
	700	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	3,9	3,3	2,2	1,7	1,1	1,1	0,5
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
		MAÑANA							TARDE												MAÑANA				
		HORA SOLAR																							

Ecuación: Ganancias por transmisión a través de los muros (kcal/h) = Área (m²) × (Diferencia equivalente de temperatura) × (Coeficiente de transmisión global, tablas 21 a 25).

* Válido tanto si el muro tiene o no aislamiento.

** Para condiciones diferentes, aplicar las correcciones indicadas en el texto.

*** El peso por m² de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 21 a 25.
Para pesos por m² inferiores a 100 kg/m², tomar los valores correspondientes a 100 kg/m².

1.º Determinación de a:

Temperatura exterior en Noviembre, a las 15 horas. $35 - 8 = 27$ °C (tabla 3).

Si queremos mantener 24 °C en el interior, tendremos una diferencia de $27 - 24 = 3$ °C.

De donde $a = -4{,}6$ °C (tabla 20 A).

2.º Determinación de: Δt_{e_s} y Δt_{e_m}:

Peso de la pared: 600 kg/m² (tabla 21).

$\left.\begin{matrix}\Delta t_{e_s} = 0 \\ \Delta t_{e_m} = 3{,}8\end{matrix}\right\}$ tabla 19

3.º Determinación de R_s y R_m

$\left.\begin{matrix}R_s = 314 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \\ R_m = 444 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h}\end{matrix}\right\}$ tabla 15

De donde $\Delta t_e = -4{,}6 + 0 + 1 \times \dfrac{314}{444}(3{,}8 - 0)$.

$$\Delta t_e = -4{,}6 + 2{,}7 = 2 \text{ °C}.$$

Correcciones que se deben aplicar a los valores de las tablas 19 y 20

Si las condiciones consideradas son distintas de las que han servido de base a la construcción de las ta-

TABLA 20. DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)

TECHO SOLEADO O EN SOMBRA*

Valedero para techos de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h., mes de Julio y 40° de latitud Norte**

CONDICIONES	PESO DEL TECHO *** (kg/m²)	HORA SOLAR																						
		MAÑANA							TARDE												MAÑANA				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
Soleado	50	2,2	3,3	-3,9	-2,8	-0,5	3,9	8,3	13,3	17,8	21,1	23,9	25,6	25,0	22,8	19,4	15,6	12,2	8,9	5,5	3,9	1,7	0,5	-0,5	-1,7
	100	0	-0,5	-1,1	-0,5	1,1	5,0	8,9	12,8	16,7	20,0	22,8	23,9	23,9	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3	6,7	4,4	3,3	2,2	1,1
	200	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	5,5	8,9	12,8	15,6	18,3	21,1	22,2	22,8	21,7	19,4	17,8	15,6	13,3	11,1	9,4	7,2	6,1	5,0	3,9
	300	5,0	4,4	3,3	3,9	4,4	6,1	8,9	12,2	15,0	17,2	19,4	21,1	21,7	21,1	20,0	18,9	17,2	15,6	13,9	12,2	10,0	6,9	7,2	6,1
	400	7,2	6,7	6,1	6,1	6,7	7,2	8,9	12,2	14,4	15,6	17,8	19,4	20,6	20,6	19,4	18,9	16,9	17,8	16,7	15,0	12,8	11,1	10,0	7,8
Cubierta de agua	100	-2,8	-1,1	0	1,1	2,2	5,5	8,9	10,6	12,2	11,1	10,0	8,9	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-2,2	-2,8
	200	1,7	-1,1	-0,5	-0,5	0	2,8	5,5	7,2	8,3	8,3	8,9	8,3	8,3	7,8	6,7	5,5	3,9	2,8	1,7	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7
	300	0,5	1,1	-1,1	-1,1	-1,1	1,1	2,8	3,9	5,5	6,7	7,8	8,3	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,7	1,1	0,5	0
Revestido	100	2,2	1,1	0	1,1	2,2	4,4	6,7	8,3	10,0	9,4	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,1	-1,7	-1,7
	200	1,1	-1,1	-0,5	-0,5	0	1,1	2,8	5,0	7,2	7,8	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	5,0	3,9	2,8	1,7	0,5	0	0	-0,5	-0,5
	300	0,5	1,1	1,1	-1,1	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5
Con la cubierta	100	-2,8	-2,8	-2,2	-1,1	0	1,1	3,3	5,0	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	2,8	1,1	0,5	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	-2,8
	200	2,8	-2,8	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8
	300	1,7	-1,7	-1,1	-1,1	-1,1	-0,5	0	1,1	2,2	3,3	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	5,0	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
		MAÑANA							TARDE												MAÑANA				
		HORA SOLAR																							

Fórmula: Cargas por transmisión a través del techo (kcal/h) = Área (m²) × (Diferencia equivalente de temperatura) × (Coeficiente de transmisión global, tablas 27 ó 28)

* Si las bóvedas o buhardillas están ventiladas o si el techo está aislado, tomar el 75 % de los valores precedentes.
Para techos inclinados, considerar la proyección horizontal de la superficie.

** Para condiciones diferentes, aplicar las condiciones indicadas en el texto.

*** Los pesos por m² de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 27 ó 28.

TABLA 20 A. CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C) ($\sim$)

Temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura interior	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																		
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
-16	-21,2	-21,7	-22,3	-22,8	-23,3	-23,8	-24,2	-24,7	-25,1	-25,6	-26,0	-26,5	-27,0	-27,4	-27,9	-28,8	-29,3	-29,6	
-12	-17,2	-17,7	-18,3	-18,8	-19,3	-19,8	-20,2	-20,7	-21,1	-21,6	-22,0	-22,5	-23,0	-23,4	-23,9	-24,8	-25,3	-25,6	
-8	-13,2	-13,7	-14,3	-14,8	-15,3	-15,8	-16,2	-16,7	-17,1	-17,6	-18,0	-18,5	-19,0	-19,4	-19,9	-20,8	-21,3	-21,8	
-4	-9,2	-9,7	-10,3	-10,8	-11,3	-11,8	-12,2	-12,7	-13,1	-13,6	-14,0	-14,5	-15,0	-15,4	-15,9	-16,8	-17,3	-17,8	
0	-5,0	-5,5	-6,1	-6,6	-7,1	-7,6	-8,0	-8,5	-8,9	-9,4	-9,8	-10,3	-10,8	-11,2	-11,7	-12,6	-13,1	-13,6	
+2	-3,1	-3,6	-4,2	-4,7	-5,2	-5,6	-6,1	-6,6	-7,0	-7,5	-7,9	-8,4	-8,9	-9,3	-9,8	-10,6	-11,1	-11,7	
+4	-1,1	-1,6	-2,2	-2,7	-3,2	-3,6	-4,1	-4,6	-5,0	-5,5	-5,9	-6,4	-6,9	-7,3	-7,8	-8,6	-9,1	-9,7	
+6	0,8	0,3	-0,3	-0,8	-1,3	-1,7	-2,2	-2,7	-3,1	-3,6	-4,0	-4,5	-5,0	-5,4	-5,9	-6,7	-7,2	-7,8	
+8	2,8	2,3	1,7	1,2	0,7	0,3	0	-0,7	-1,1	-1,6	-2,0	-2,5	-3,0	-3,4	-3,9	-4,7	-5,2	-5,8	
+10	4,7	4,2	3,6	3,1	2,6	2,2	1,7	1,2	0,8	0,3	-0,1	-0,6	-1,1	-1,5	-2,0	-2,8	-3,3	-3,9	
+12	6,6	6,3	5,7	5,2	4,7	4,3	3,8	3,3	2,9	2,4	1,8	1,3	0,8	0,4	-0,1	-0,7	-1,2	-1,8	
+14	8,6	8,3	7,7	7,2	6,7	6,3	5,8	5,3	4,9	4,4	3,8	3,3	2,8	2,4	1,9	1,3	0,8	0,2	
+16	10,8	10,3	9,7	9,2	8,7	8,3	7,8	7,3	6,9	6,4	5,8	5,3	4,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2	
+18	12,8	12,3	11,7	11,2	10,7	10,3	9,8	9,3	8,9	8,4	7,8	7,3	6,8	6,4	5,9	5,3	4,8	4,2	
+20	14,8	14,3	13,7	13,2	12,7	12,3	11,8	11,3	10,9	10,4	9,8	9,3	8,8	8,4	7,9	7,3	6,8	6,2	
+22	16,9	16,4	15,8	15,3	14,8	14,4	13,9	13,4	13,0	12,5	11,9	11,4	10,9	10,5	10,0	9,4	8,9	8,3	

TABLA 22. COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN GLOBAL K — MUROS DE ALBAÑILERÍA CON PARAMENTO * VERANO — INVIERNO

kcal/h·m²·°C

Los números entre paréntesis corresponden a pesos por m². El peso total por m² es igual a la suma de los valores correspondientes al muro y al revestimiento

CONSTITUCIÓN DEL PARAMENTO	CONSTITUCIÓN DEL MURO	ESPESOR (cm) y peso (kg/m²)	REVESTIMIENTO INTERIOR									
			Ninguno	Yeso (10)	Enlucido 15 mm		Entramado metálico sobre forro		Yeso 10 mm o entramado de madera sobre forro		Paneles aislantes sin enlucido o con enlucido sobre forro	
					De arena (30)	Ligero (15)	Enlucido de arena 20 mm (35)	Enlucido ligero 20 mm (15)	Enlucido de arena 12 mm (35)	Enlucido ligero 12 mm (10)	Panel de 12 mm (10)	Panel de 25 mm (20)
 Ladrillo de paramento 10 cm (215) o Adoquín 10 cm (250) o Paneles prefabricados (hormigón o arena) 10 y 15 cm (190) y (250)	Aglomerado (escorias)	10 (97)	2,00	1,81	1,90	1,71	1,37	1,27	1,27	1,22	1,02	0,78
		20 (180)	1,61	1,46	1,56	1,42	1,17	1,07	1,12	1,02	0,88	0,68
		30 (258)	1,51	1,42	1,46	1,37	1,12	1,02	1,07	1,02	0,83	0,63
	(Ligero)	10 (83)	1,71	1,56	1,66	1,51	1,22	1,12	1,17	1,07	0,93	0,73
		20 (156)	1,46	1,37	1,42	1,32	1,12	1,02	1,02	0,98	0,83	0,68
		30 (209)	1,37	1,27	1,32	1,22	1,02	0,98	0,98	0,93	0,83	0,63
	(Arena y grava)	10 (112)	2,39	2,15	2,25	2,00	1,56	1,42	1,42	1,32	1,07	0,83
		20 (209)	2,00	1,81	1,90	1,71	1,37	1,27	1,27	1,22	1,02	0,78
		30 (307)	1,85	1,71	1,81	1,61	1,32	1,22	1,22	1,17	0,98	0,73
	Ladrillo hueco	10 (76)	2,00	1,81	1,90	1,71	1,37	1,27	1,27	1,22	1,02	0,78
		20 (148)	1,51	1,42	1,46	1,37	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68
		30 (195)	1,27	1,22	1,22	1,17	0,98	0,93	0,93	0,88	0,78	0,63
	Hormigón (ligero) 1300 kg/m³	10 (126)	1,71	1,51	1,46	1,51	1,22	1,12	1,17	1,07	0,93	0,73
		15 (195)	1,32	1,22	1,32	1,22	1,02	0,98	0,98	0,93	0,78	0,63
		20 (263)	1,07	1,02	1,07	1,02	0,88	0,83	0,83	0,78	0,68	0,59
	(Arena y grava)	10 (229)	2,93	2,59	2,73	2,39	1,76	1,56	1,61	1,51	1,22	0,89
		15 (341)	2,68	2,39	2,54	2,20	1,66	1,51	1,56	1,42	1,17	0,83
		20 (463)	2,49	2,20	2,34	2,05	1,56	1,42	1,46	1,37	1,12	0,83
	Ladrillo ordinario	10 (195)	2,39	2,05	2,25	2,00	1,56	1,42	1,42	1,32	1,07	0,78
		20 (390)	1,71	1,51	1,66	1,51	1,22	1,12	1,17	1,07	0,93	0,73
 Ladrillo ordinario 10 cm (200) o Paneles prefabricados (hormigón o arena) 20 y 25 cm (390) (490) o Aglomerado 10 cm (115) (arena) o Adoquín 20 cm (500)	Aglomerado (escorias)	10 (97)	1,76	1,61	1,71	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73
		20 (180)	1,42	1,37	1,42	1,27	1,07	1,02	1,02	0,93	0,83	0,68
		30 (258)	1,37	1,27	1,32	1,22	1,02	0,98	0,98	0,93	0,83	0,63
	(Ligero)	10 (83)	1,56	1,42	1,46	1,37	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68
		20 (156)	1,32	1,27	1,27	1,22	1,02	0,93	0,98	0,93	0,83	0,63
		30 (209)	1,22	1,17	1,22	1,12	0,98	0,93	0,93	0,88	0,78	0,63
	(Arena y grava)	10 (112)	2,05	1,85	1,95	1,76	1,42	1,27	1,32	1,22	1,02	0,78
		20 (209)	1,76	1,61	1,71	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73
		30 (307)	1,66	1,56	1,61	1,46	1,22	1,12	1,12	1,07	0,93	0,73
	Ladrillo hueco	10 (78)	1,76	1,61	1,71	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73
		20 (146)	1,37	1,32	1,37	1,27	1,07	0,98	0,98	0,93	0,83	0,63
		30 (195)	1,17	1,12	1,17	1,07	0,93	0,88	0,88	0,83	0,73	0,59
	Hormigón ligero 1300 kg/m³	10 (126)	1,56	1,42	1,46	1,37	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68
		15 (195)	1,22	1,12	1,22	1,12	0,98	0,88	0,93	0,88	0,73	0,63
		20 (263)	1,02	0,98	0,98	0,93	0,83	0,78	0,78	0,78	0,68	0,54
	(Arena y grava)	10 (112)	2,44	2,20	2,34	2,05	1,56	1,42	1,46	1,37	1,12	0,83
		15 (209)	2,29	2,05	2,15	1,90	1,51	1,37	1,42	1,32	1,07	0,83
		20 (307)	2,10	1,95	2,00	1,81	1,42	1,32	1,37	1,27	1,02	0,78
	Ladrillo ordinario	10 (195)	2,05	1,81	1,95	1,76	1,42	1,27	1,32	1,27	1,02	0,78
		20 (390)	1,56	1,42	1,46	1,37	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68

Ecuaciones: Ganancias, kcal/h = (Área, m²) × Coeficiente K × (Diferencia equivalente de temperatura, tabla 19).
Pérdidas, kcal/h = (Área, m²) × Coeficiente K × (Temperatura interior — Temperatura exterior).

* En el caso de que estos tipos de construcción estén complementados por un aislamiento o una capa de aire, véase la tabla 31.

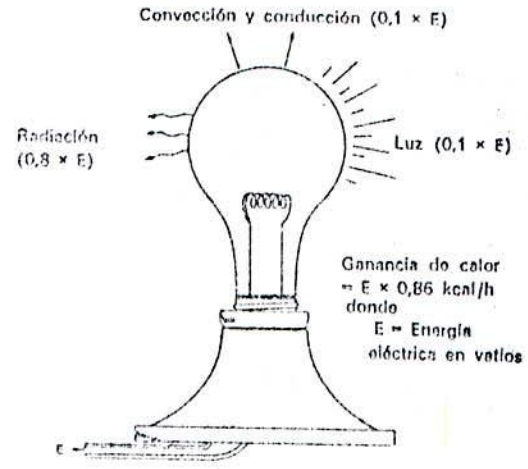


FIG. 30. Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas de incandescencia

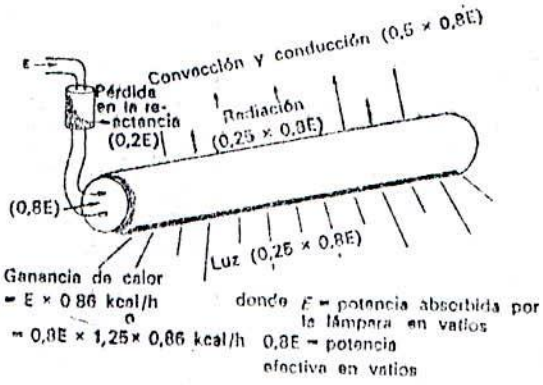


FIG. 31. Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas fluorescentes

tiene simultáneamente 10 jugadores, 20 espectadores sentados y 20 de pie).

Determinar:

Las ganancias de calor sensible y latente debidas a los ocupantes.

Solución:

Ganancias de calor sensible
(10 × 132) + (20 × 60) + (20 × 71) = 3.940 kcal/h.

Ganancias de calor latente:
(10 × 233) + (20 × 40) + (20 × 68) = 4.490 kcal/h.

ALUMBRADO

El alumbrado constituye una fuente de calo sensible. Este calor se emite por radiación, cor vección y conducción. Un porcentaje del calo emitido por radiación es absorbido por los ma teriales que rodean el local, pudiendo también

TABLA 48. GANANCIAS DEBIDAS A LOS OCUPANTES

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	Metabolismo hombre adulto (kcal/h)	Metabolismo medio * (kcal/h)	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°C) 28 kcal/h Sensibles	28 kcal/h Latentes	27 kcal/h Sensibles	27 kcal/h Latentes	26 kcal/h Sensibles	26 kcal/h Latentes	24 kcal/h Sensibles	24 kcal/h Latentes	21 kcal/h Sensibles	21 kcal/h Latent
Sentados, en reposo	Teatro, escuela primaria	98	88	44	44	49	39	53	35	58	30	65	23
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	113	100	45	55	48	52	54	46	60	40	68	32
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela superior	120	113	45	68	50	63	54	59	61	52	71	42
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	139											
Sentado, de pie	Farmacia	139	126	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53
De pie, marcha lenta	Banco	139											
Sentado	Restaurante **	126	139	48	91	55	84	61	78	71	68	81	58
Trabajo ligero en el banco de taller	Fábrica, trabajo ligero	202	189	48	141	55	134	62	127	74	115	92	97
Baile o danza	Sala de baile	227	214	55	159	62	152	69	145	82	132	101	113
Marcha, 5 km/h	Fábrica, trabajo bastante penoso	252	252	68	184	76	176	83	169	96	156	116	136
Trabajo penoso	Pista de bowling *** Fábrica	378	365	113	252	117	248	122	243	132	233	152	213

* El metabolismo medio corresponde a un grupo compuesto de adultos y de niños de ambos sexos, en las proporciones normales. Estos valores se han obtenido a base de las hipótesis siguientes:

Metabolismo mujer adulta = Metabolismo hombre adulto × 0,85
Metabolismo niño = Metabolismo hombre adulto × 0,75

** Estos valores comprenden una mejora de 13 kcal/h (50 % ca sensible y 50 % calor latente) por ocupante, para tener en cuer el calor desprendido por los platos.

*** Bowling - Admitir una persona por pista jugando y todas las ot sentadas (100 kcal/h) o de pie (139 kcal/h).

TABLA 49. GANANCIAS DEBIDAS AL ALUMBRADO

TIPO	GANANCIAS SENSIBLES * kcal/h
Fluorescente	Potencia útil vatios × 1,25 ** × 0,86
Incandescente	Potencia útil vatios × 0,86

* Ganancias reales debidas al alumbrado de acuerdo con las tablas 12 y 13

** Este 25 % suplementario corresponde a la potencia absorbida en la resistencia reguladora.

producirse estratificación del calor emitido por convección, como se ha expuesto en el capítulo 3. Las cargas reales de refrigeración determínanse aplicando los coeficientes de la tabla 12, página 29.

Las lámparas de incandescencia transforman en luz un 10 % de la energía absorbida, mientras que el resto se transforma en calor que se disipa por radiación, convección y conducción. Un 80 % de la potencia absorbida se disipa por radiación, y sólo el 10 % restante por convección y conducción (fig. 30).

Los tubos fluorescentes transforman un 25 % de la energía absorbida en luz, mientras que otro 25 % se disipa por radiación hacia las paredes que rodean el local, y el resto por conducción y convección. Debe tenerse en cuenta, además, el calor emitido por la reactancia o resistencia limitadora, que representa un 25 % de la energía absorbida por la lámpara (fig. 31). Véase la tabla 49.

APARATOS O UTENSILIOS DIVERSOS

La mayor parte de los aparatos son, a la vez, fuente de calor sensible y latente. Los aparatos eléctricos sólo emiten calor latente en función de su utilización (cocción, secado, etc.) mientras que, a causa de la combustión, los aparatos de gas producen calor latente suplementario. En la mayoría de los casos se produce una disminución importante de ganancias, tanto sensibles como latentes, por medio de campanas de extracción ventiladas mecánicamente y bien concebidas.

Fundamento de las Tablas 50 a 52

Ganancias debidas a los aparatos empleados en cocinas y restaurantes

Los valores de estas tablas se han establecido según las indicaciones de los distintos fabricantes, de los informes de la Asociación Americana del Gas, del Anuario de Aparatos de Gas, y de los ensayos realizados por la Carrier Corporation.

Empleo de las Tablas 50 a 52

Ganancias debidas a los aparatos empleados en cocinas y restaurantes

La *potencia en marcha continua* es el calor desarrollado cuando el aparato se mantiene a la temperatura de funcionamiento fuera de las horas de utilización.

La *ganancia admitida para una utilización media* corresponde al calor desarrollado por los aparatos a causa de su utilización normal. Estos aparatos rara vez funcionan a su potencia máxima en las horas punta, puesto que, en general, en este momento ya han adquirido su temperatura nominal.

Los valores de las tablas 50 a 52 son válidos para aparatos que no disponen de campana de extracción. Si el aparato dispone de una campana con extracción mecánica bien estudiada se podrá reducir a la mitad el calor tanto latente como sensible. Para que una campana sea eficaz debe desbordar, aproximadamente, 30 cm por metro de distancia entre el plano superior del aparato y el inferior de la campana. Esta distancia no debe ser superior a 1,20 m y la velocidad media del aire a su entrada en la campana debe superar los 0,35 m/seg.

Ejemplo 2. Restaurante

Datos:

Un restaurante equipado con aparatos eléctricos dotados de sistema de extracción individual, a saber:

1. Dos cafeteras de 20 l de capacidad (dos se utilizan por la mañana y sólo una por la tarde y noche).
2. Mesa caliente de 2 m², sin calientaplatos.
3. Dos planchas calientes de 600 × 500 × 150 mm.
4. Tostador automático de cuatro rebanadas que se utiliza sólo por la mañana.
5. Dos freidoras de 20 l.

Determinar:

Las ganancias debidas a estos aparatos a la hora del desayuno y comida.

Solución:

Según la tabla 50	Sensibles	Latentes
1. Cafetera (1 sola)	850	575
2. Mesa caliente (2 m²) (ganancias por 2)	1.080	1.020
3. 2 planchas calientes	2.650	1.450
4. Tostador (parado)		
5. Freidoras (dos)	1.900	2.250
Total =	6.480	6.295

Estas ganancias deben reducirse en un 50 % para tener en cuenta la campana de extracción.

Ganancias sensibles: 3.200 kcal/h.
Ganancias latentes: 3.400 kcal/h.

MOTORES ELÉCTRICOS

Los motores eléctricos constituyen fuentes de ganancias sensibles por el hecho de transformar una parte más o menos grande de la energía absorbida en calor. En la carcasa, el calor que se disipa es igual al producto:

Potencia absorbida × (1 — rendimiento del motor).

ANEXO 4

Polinomio de Lagrange en modelación Sistema Generación-Pulmón.

1. Obtención del Polinomio de Lagrange

Objetivo: Representación aproximada del volumen del estanque en función del caudal generado.

$$y1(x) := \frac{243.904(x-36.2)(x-41.3)(x-44.8)(x-48.2)(x-51.7)(x-53.4)(x-55.)}{(27.6-36.2)(27.6-41.3)(27.6-44.8)(27.6-48.2)(27.6-51.7)(27.6-53.4)(27.6-55.)}$$

$$y2(x) := \frac{100.077(x-27.6)(x-41.3)(x-44.8)(x-48.2)(x-51.7)(x-53.4)(x-55.)}{(36.2-27.6)(36.2-41.3)(36.2-44.8)(36.2-48.2)(36.2-51.7)(36.2-53.4)(36.2-55.)}$$

$$y3(x) := 58.737\frac{[(x-27.6)(x-36.2)(x-44.8)(x-48.2)(x-51.7)(x-53.4)(x-55.)]}{(41.3-27.6)(41.3-36.2)(41.3-44.8)(41.3-48.2)(41.3-51.7)(41.3-53.4)(41.3-55.)}$$

$$y4(x) := 32.9\frac{[(x-27.6)(x-36.2)(x-41.3)(x-48.2)(x-51.7)(x-53.4)(x-55.)]}{(44.8-27.6)(44.8-36.2)(44.8-41.3)(44.8-48.2)(44.8-51.7)(44.8-53.4)(44.8-55.)}$$

$$y5(x) := 15.847\frac{[(x-27.6)(x-36.2)(x-41.3)(x-44.8)(x-51.7)(x-53.4)(x-55.)]}{(48.2-27.6)(48.2-36.2)(48.2-41.3)(48.2-44.8)(48.2-51.7)(48.2-53.4)(48.2-55.)}$$

$$y6(x) := 6.201\frac{[(x-27.6)(x-36.2)(x-41.3)(x-44.8)(x-48.2)(x-53.4)(x-55.)]}{(51.7-27.6)(51.7-36.2)(51.7-41.3)(51.7-44.8)(51.7-48.2)(51.7-53.4)(51.7-55.)}$$

$$y7(x) := 2.411\frac{[(x-27.6)(x-36.2)(x-41.3)(x-44.8)(x-48.2)(x-51.7)(x-55.)]}{(53.4-27.6)(53.4-36.2)(53.4-41.3)(53.4-44.8)(53.4-48.2)(53.4-51.7)(53.4-55.)}$$

$$y8(x) := 0.344\frac{[(x-27.6)(x-36.2)(x-41.3)(x-44.8)(x-48.2)(x-51.7)(x-53.4)]}{(55.1-27.6)(55.1-36.2)(55.1-41.3)(55.1-44.8)(55.1-48.2)(55.1-51.7)(55.1-53.4)}$$

$$y(x) := \sum_{i=1}^{8} y_i(x)$$

Donde,

x : Caudal generado [m^3/h]

y(x) : Volumen del estanque en función del caudal generado [m^3].

ANEXO 5

Cotización Máquinas de Absorción de Fuego Indirecto.

LG MACHINERY (COREA)

matec
TEL: 562 – 361 00 00
FAX: 562 – 361 01 01
Av. PAHA. NORTE 6135
SANTIAGO - CHILE

OBRA: *ENERGAS*
CLIENTE: *ENERGAS*
ATENCION: **SR. AURELIO GUZMÁN / SR. GILLERMO GUAJARDO**
EQUIPO: EQUIPO DE ABSORCIÓN
COTIZACION N°: **326B/2002**
FECHA: 17/06/2002
POR: K.L.G.

CHILLER ABSORCION

MARCA		:	*LG MACHINERY (COREA)*
TIPO		:	ABSORCION DE FUEGO INDIRECTO SIMPLE EFECTO, HOT WATER FIRED
CAPACIDAD NOMINAL FRIO		:	75 TR (12-7°C) 80 TR (13 8)
MODELO		:	PA-80AL
DIMENSIONES	LARGO	:	2.630 mm
	ANCHO	:	1.490 mm
	ALTO	:	2.180 mm
PESO OPERACIÓN		:	4.3 Ton
PESO EMBARQUE		:	3.8 Ton
PRECIO		:	**US$ 55.788 + I.V.A.**

SIN OTRO PARTICULAR, SALUDA ATENTAMENTE

MATEC COMERCIAL LTDA.

CARLOS NAVARRETE VARGAS
GERENTE DIV. COMERCIAL

LG MACHINERY (COREA)

matec
TEL.: 562 - 361 00 00
FAX: 562 - 361 01 01
Av. PAN. NORTE 6135
SANTIAGO - CHILE

OBRA: *ENERGAS*
CLIENTE: *ENERGAS*
ATENCION: **SR. AURELIO GUZMÁN / SR. GILLERMO GUAJARDO**
EQUIPO: EQUIPO DE ABSORCIÓN
COTIZACION N°: **326A/2002**
FECHA: 17/06/2002
POR: K.L.G.

CHILLER ABSORCION

MARCA		:	*LG MACHINERY (COREA)*
TIPO		:	ABSORCION DE FUEGO INDIRECTO SIMPLE EFECTO, HOT WATER FIRED
CAPACIDAD NOMINAL FRIO		:	47 TR (12-7°C) 50 TR (13-8)
MODELO		:	PA-50AL
DIMENSIONES	LARGO	:	2.520 mm
	ANCHO	:	1.300 mm
	ALTO	:	1.930 mm
PESO OPERACIÓN		:	2.7 Ton
PESO EMBARQUE		:	2.3 Ton
PRECIO		**:**	**US$ 45.276 + I.V.A.**

SIN OTRO PARTICULAR, SALUDA ATENTAMENTE

MATEC COMERCIAL LTDA.

CARLOS NAVARRETE VARGAS
GERENTE DIV. COMERCIAL

LG MACHINERY (COREA)

TEL 562 – 361 0
FAX 562 – 361 0
Av PAIHA NORTE
SANTIAGO - CH

OBRA: *ENERGAS*
CLIENTE: *ENERGAS*
ATENCION: **SR. AURELIO GUZMÁN / SR. GILLERMO GUAJARDO**
EQUIPO: EQUIPO DE ABSORCIÓN
COTIZACION N°: **326B/2002**
FECHA: 17/06/2002
POR: K.L.G.

CHILLER ABSORCION

MARCA		:	*LG MACHINERY (COREA)*
TIPO		:	ABSORCION DE FUEGO INDIRECTO SIMPLE EFECTO, STEAM FIRED (6KG/CM^2)
CAPACIDAD NOMINAL FRIO		:	85 TR (12-7°C)
MODELO		:	LSM-G010
DIMENSIONES	LARGO	:	2.650 mm
	ANCHO	:	1.725 mm
	ALTO	:	2.000 mm
PESO OPERACIÓN		:	4.4 Ton
PESO EMBARQUE		:	3.9 Ton
PRECIO		**:**	**US$ 63.132 + I.V.A.**

SIN OTRO PARTICULAR, SALUDA ATENTAMENTE

MATEC COMERCIAL LTDA.

CARLOS NAVARRETE VARGAS
GERENTE DIV. COMERCIAL

LG MACHINERY (COREA)

TEL. 562 - 361 0
FAX 562 - 361 0
Av PANA NORTE
SANTIAGO CH

OBRA: *ENERGAS*
CLIENTE: *ENERGAS*
ATENCION: SR. AURELIO GUZMÁN / SR. GILLERMO GUAJARDO
EQUIPO: EQUIPO DE ABSORCIÓN
COTIZACION N°: 630-A/2002
FECHA: 8/11/2002
POR: K.L.G.

CHILLER ABSORCION

MARCA		:	*LG MACHINERY (COREA)*
TIPO		:	ABSORCION DE FUEGO INDIRECTO SIMPLE EFECTO
CAPACIDAD NOMINAL FRIO		:	50 TR (13-8°C)
MODELO		:	P-50AL
DIMENSIONES	LARGO	:	2.520 mm
	ANCHO	:	1.300 mm
	ALTO	:	1.930 mm
PESO OPERACIÓN		:	2.7 Ton
PESO EMBARQUE		:	2.3 Ton
PRECIO		:	**US$ 41.388 + I.V.A.**

TORRE DE ENFRIAMIENTO

MARCA MST / MODELO KT-50

PRECIO	:	**US$ 4.200 + I.V.A.**
ARMADO	:	**US$ 500 + I.V.A.**

SIN OTRO PARTICULAR, SALUDA ATENTAMENTE

KRISTIAN LARSEN GUZMAN
JEFE LÍNEA APLICADA
MATEC COMERCIAL

LG MACHINERY (COREA)

TEL. 562 - 3[illegible]
FAX. 562 - 381[illegible]
AV. PARA DORTE
SANTIAGO - CH

OBRA	*ENERGAS*
CLIENTE	*ENERGAS*
ATENCION	SR. AURELIO GUZMÁN / SR. GILLERMO GUAJARDO
EQUIPO	EQUIPO DE ABSORCIÓN
COTIZACION Nº	630-B/2602
FECHA	8/11/2002
POR	K.L.G.

CHILLER ABSORCION

MARCA		:	*LG MACHINERY (COREA)*
TIPO		:	ABSORCION DE FUEGO INDIRECTO SIMPLE EFECTO
CAPACIDAD NOMINAL FRIO		:	65 TR (13-8°C)
MODELO		:	A-65AD
DIMENSIONES	LARGO	:	2.630 mm
	ANCHO		1.490 mm
	ALTO		2.180 mm
PESO OPERACIÓN			4.0 Ton
PESO EMBARQUE			3.6 Ton
PRECIO		:	**US$ 48.732 + I.V.A.**

TORRE DE ENFRIAMIENTO

MARCA MST / MODELO KT-70

PRECIO	:	**US$ 4.500 + I.V.A.**
ARMADO	:	**US$ 500 + I.V.A.**

SIN OTRO PARTICULAR, SALUDA ATENTAMENTE

KRISTIAN LARSEN GUZMÁN

ANEXO 6

Cotización Máquinas de Absorción de Fuego Directo.

IONOX LTDA

Los Ceramistas 6224, Parque Industrial La Reina
Santiago, Chile
Tel. 273 3434 Fax 273 5426

RUT: 76.973.390 0

COTIZACION

Cliente

Nombre	Sr. Guillermo Carvajal	Nº	BROAD 01/02
Empresa	Cervigas S.A.	Fecha	31-May-02
Dirección	General Cruz 222, Piso	Teléfono	32 22[illegible]
Ciudad	Viña del Mar	Fax	

Item	Código	Descripción	Cantidad	Precio (US$)	TOTAL (US$)
1	BCS	Caldera Absorción Broad solo frío para 90 TR con quema[illegible] gas natural, marca Broad	1	$ 41,[illegible]	$ 41,[illegible]
2	BCS	Caldera Absorción Broad solo frío para 53 TR con quema[illegible] gas natural, marca Broad	1	$ 60,[illegible]	$ 60,900.00
				[illegible]	$ [illegible]
				IVA [illegible]	$ [illegible]
				TOTAL	$ 106,942.00

Detalles de pago

- ○ Cheque
- ○ Efectivo
- ○ Orden de Compra

Plazo de Pago

- ○ Contado
- ○ Factura 30 días
- ○ Otro

A convenir

Plazo de Entrega

90 120 Días

[illegible]

ANEXO 7

Cotización y Especificaciones Técnicas Microturbinas a GN de 60 kW.

Ref. : COTIZACION N° 1130

Condiciones Generales de Venta :

Los precios están expresados en dólares de los Estados Unidos de América.
Los equipos se consideran entregados en la condición mencionada en cada caso.
Los gastos, tasas, aranceles, fletes, seguros, etc., presentes y futuros, para la colocar la mercadería en destino final están a cargo del comprador. Los equipos cotizados no incluyen embalajes, los cuales serán cotizados una vez que el cliente defina el medio seleccionado.

Plazo de Entrega : 6 semanas, salvo previa venta.

Forma de Pago :
Carta de crédito, confirmada, indivisible e irrevocable, pagadera a la vista contra presentación de documentación de embarque.

Validez de oferta : 30 días

Garantía Microturbina: 1 (uno) año sin limite de horas o 1.000 (mil) arranques desde la entrega del equipo, lo que acontezca primero. La garantía cubre defectos de material y mano de obra deficiente, no cubriendo el normal desgaste de las partes, descuidos o mal uso. La presente se encuentra comprendida dentro de los términos generales de garantía de Conuar S.A. y Capstone Turbine Corporation.
Para dar inicio y validez a la garantía, la puesta en marcha de los equipos deberá realizarse por nuestro personal técnico autorizado.

ene-dis
energía distribuida

Adjuntamos a la presente condiciones generales de venta, folleto y características técnicas.

Sin otro particular, saludamos a Uds. muy atentamente.

Ing. Gustavo A. Rozadas
grozadas@pecom.com
Te (54-11) 6326 1414

Item III

2 (dos) COMPRESORES MARCA COPELAND **modelo 600 SLPM "DC"** tipo scroll.
La provisión de cada compresor incluye : regulador y cables para la conexión a la microturbina de 60 kW. Los compresores versión "DC" (equipos accionados por corriente continua), están preparados para arrancar durante un corte del suministro de energía de red, energizados por el pack de baterías de las microturbinas. La potencia en régimen de operación de c/u será del orden de 4,5kW a plena carga.

Precio unitario ex Fábrica Chatsworth - California - U.S.A.: .... US$ 6.975.-

NOTA: con dos compresores podremos abastecer el gas natural requerido por las 3 microturbinas de 60 KW.

Item IV

1 (uno) SOFTWARE CAPSTONE **RMS versión "multipack"** (incluido el up-grade), para control, monitoreo y registro de operación en forma remota de hasta 20 microturbinas, mediante una PC - Windows.

Precio unitario ex Fábrica Chatsworth - California - U.S.A.: .... US$ 2.185.-

Item V

2 (dos) JUEGOS DE CABLES MULTIPACK para interconexión de las 3 microturbinas cotizadas, de 4,6 metros de largo c/u. La provisión de cada juego de cables incluye: cable de comunicaciones y cable coaxil, con sus correspondientes terminales. La interconexión de las tres microturbinas permite controlar el pack de generación desde una única microturbina seleccionada como "master", permaneciendo las otras en condición de "esclavas".

Precio unitario ex Fábrica Chatsworth - California - U.S.A.: .... US$ 140.-

Item VI

1 (uno) TABLERO DE CONTROL DUAL, con capacidad para operar hasta 4 microturbinas de 60 kW c/u. Tensión de trabajo: 3 x 380 / 420 V - 400 amper.
Este tablero permitirá que las microturbinas funcionen en condición grid connected y/o stand alone, en forma automática y/o manual .

Precio unitario ex Fábrica Chatsworth - California - U.S.A.: .... US$ 7.500.-

NOTA 1: para la puesta en marcha de los equipos cotizados es necesaria la asistencia de nuestro personal técnico. Para efectuar la misma, es necesario contar con los equipos montados en su emplazamiento definitivo y según las instrucciones de montaje correspondientes. Prevemos para la puesta en marcha, un período de 1 a 2 días, gastos de estadía, aéreos (Bs.As.- Chile) y traslados estarán a vuestro cargo, la asistencia del ingeniero tendrá un costo de US$ 312.- por día.

energía distribuida

3 de Septiembre de 2002

Atn.: Ing. Guillermo Guajardo
C/c: Ing. Aurelio Guzmán

ENERGAS
Valparaíso - Chile

COTIZACION N° NT 1130

De nuestra mayor consideración:

Tenemos el agrado de dirigirnos a Uds. a través de INTERCAL S.A., a los efectos de someter a vuestro estudio nuestra oferta por los equipos que se describen a continuación:

Alternativa 1: 3 microturbinas de 60 KW c/u - Pot. total: 180 KW

Item I

3 (tres) **MICROTURBINAS MARCA CAPSTONE, modelo 60R - HD4 - BOMO**
Potencia neta unitaria : 60 Kw continuos (Condiciones ISO)
Tensión y frecuencia, regulables / ajustables - stand alone operation : 3 x 150 / 480 V // 10 a 60 Hz
Tensión y frecuencia, grid connected operation : 3 x 380 / 480 V // 50 y/o 60 Hz
Combustible: gas natural - Presión de alimentación: 75 a 80 psig
Consumo de combustible a plena carga condiciones ISO: 21,81 Nm3/hora - considerando un poder calorífico superior de 9300 Kcal/Nm3. El requerimiento definido por el poder calorífico superior es 202.794 Kcal/hora.
La provisión del equipo incluye:
Cabina de protección
Panel de control digital
Módem y puerto serie para control y operación remoto.
Versión DUAL. Apta para trabajo en paralelo con la red y, en forma aislada

Precio unitario ex Fábrica Chatsworth - California - U.S.A.: .... US$ 56.530.-

Item II

3 (tres) **KITS de filtrado y regulación de gas.** Incluye: manómetro, regulador de presión, válvula esférica de cierre y válvula de venteo.

Precio unitario ex Fábrica Chatsworth - California - U.S.A.: .... US$ 525.-

Pblo. Juan González y Aragón nº 15 - (B1802AYA) Ezeiza, Bs. As. - Rep. Argentina
Tel (54-11) 6326-1114 - Fx (54-11) 6326-1499 - e-mail: Info@ipec.com.com

ANEXO 8

Cotización y Especificaciones Técnicas Motor VGF18GL/GLD Waukesha.

visítenos en
www.md.cl

Santiago, Septiembre de 2002

Señores
ENERGAS S.A.
Valparaiso.

At. : Aurelio Guzmán

Ref. : Sistema de cogeneración potenciado por gas Natural
Doc. 2002 –107- COT1- ENERGAS

Estimados señores:

Tenemos el agrado de presentarles a ustedes la cotización por **equipos de generación eléctrica Waukesha** potenciados a Gas Natural, de acuerdo a su solicitud de cotización sin número.

La presente oferta, se ha confeccionado con base en los datos suministrados por la Empresa ENERGAS a Maestranza Diesel Ltda. En cuanto a las condiciones comerciales, los parámetros aquí presentados son de referencia. Los ajustes necesarios podrán ser adecuados a su mejor conveniencia y negociados oportunamente.

Con la expectativa de poder contribuir con los datos necesarios para el análisis de su proyecto, les agradecemos por su deferencia.

Atentamente,

Francisco Correa Pottstock
Gerente División Motores

Santiago: Santa Elena 1433 Fono (56-2) 5567439 / Fax (56 2) 5550938 Casilla 5617
Concepción: Camino a Penco 3054 Lote C Galpón 2B Fono (56 41) 382503 / Fax (56 41) 382495
Antofagasta: Av. Eduardo Pérez Zújovic 5554 Fono (56 55) 222212 - 222213 / Fax (56 55) 222208

4. INVERSION

El conjunto de generación presentado en esta oferta está compuesto por los siguientes elementos:
Motogenerador básico, accesorios complementarios (principalmente de carácter opiativo a selección con el cliente). Precios (puesto en Santiago). El panel de instrumentación, panel de control/medición (Switchgear), transformadores y Ceidas de conexión quedan a determinar una vez que se defina la potencia eléctrica, voltaje de operación que se desea generar y su suministro puede considerarse opcional por el cliente.

Motogenerador simple
Project: ----------
Quantity: 1
SAA: ------
VGF18GL, Enginator, 250 kWe, 400V, 50 Hz, 1500 rpm, cont. Duty, Water connections for remote heat exchanger with accessories
Valor US $: 128,000

Otros

Supervisión de puesta en marcha con un técnico Waukesha (valor estimado por fábrica):
Asistencia: a determinar
Gastos por concepto de viajes: a determinar.
Herramientas especiales: a determinar.
Repuestos: a elección del cliente (se adjunta lista de repuestos de emergencia en el programa de manutención del equipo)

5. GARANTÍAS (para mayor detalle remítase a las garantías de los productos Waukesha):

- Un año para el equipo completo a partir de la puesta en marcha o 24 meses desde la entrega en fábrica. Cualquiera que expire primero.

- Cinco años para los componentes mayores manufacturados en acero forjado.

3.1.3 OPERACIÓN/MANTENCION

Intervalo entre servicios	
- Mantención Rutinaria	1,400 horas
- Revisión general/overhaul	34,000 horas
Costo operacional por unidad (US $/hora)	
- Aceite lubricante	0.4423
- Piezas incl. gastos de importación	1.3672
- Mano de obra/manutención	0.4955
- Sub total (US $/hora)	2.3050
- Combustible (US $/hora)	
- Total por hora (US $/hora)	2.3050
- Total por kWh (US $)	0.0092

3.3 TABLERO DE INSTRUMENTACIÓN DEL MOTOR

Se considera el suministro de un tablero de instrumentación para control y monitoreo del motor factible de montar sobre una pared.

DATOS FÍSICOS

- Largo-Ancho-Alto (m)	0.762-0.406-0.610
- Peso (kg)	90.7

3.4 TABLERO DE SINCRONISMO.

Si se requiere sincronizar el sistema con la red, sea esto para traspaso de carga de una fuente a otra, o exportar energía a la red se cuenta con tableros de transferencia de potencia automática.

Datos Físicos: a determinar

3. CARACTERISTICAS TECNICAS DE LOS EQUIPOS

3.1 Modelo Enginator — VGF18GL

3.1.1 DATOS FÍSICOS

Configuración	6 en Linea
Cilindrada	18 litros
Potencia Continua del motogenerador	250 kWe
Potencia de sobrecarga	262.5 kWe
Rotación	1500 rpm
Circuito de camisa de agua	50 litros
Sistema de lubricación	83 litros
Peso seco	3.81 ton
Largo×Ancho×Alto (m)	3.10×1.37×1.96

3.1.2 INDICES NORMALES DE OPERACIÓN CON GAS NATURAL

Eficiencia del motogenerador	34.1 %
Consumo do Combustible	
- Energético	427 kW
- Volumétrico	75.7 m^3/h
Energía térmica generada	
- Agua de camisa	194 kW
- circuito auxiliar	59 kW
- Sistema de escape	101 kW
- Radiación	17 kW
- Temp. de salida agua de camisa	82.0 °C
- Temp. de salida agua circuito auxiliar	54.5 °C
- Temp. gases de escape	428.0 °C
Flujos	
- Flujo de gases de escape	1,470 kg/h
- Admisión de aire	18.2 m^3/min
- caudal del agua de camisa	532 l/min
- caudal del agua del circuito auxiliar	147 l/min

visítenos en
www.md.cl

COTIZACION DE EQUIPOS PARA COGENERACION

1. DATOS PRELIMINARES

Régimen de Operación:
Régimen continuo
12 horas/día – 4,380 horas/año

Condiciones Locales:
Altitud: nivel del mar
Temperatura: 0 a 30 °C
Localización: área industrial.

Datos del Combustible:

Tipo: Gas natural
Poder Calorífico Inferior ≅ 34.86 MJ/m^3 (8,326 kcal/m^3)
Indice de Detonación (WKI): 90.26
Presión requerida en red de gas:
25 – 50 psig
Precio del gas natural (? U$/m^3)

Demandas requeridas:

Eléctrica (*no considera potencias parásitas*):

Una unidad de 250 kWe. Unidad en paralelo con el sistema eléctrico local.

Térmica: 64 Ton-Ref de capacidad

2. *CONFIGURACIÓN DEL SISTEMA*

Alternativa propuesta.

Para atender la demanda eléctrica requerida, se ofrece la siguiente alternativa: Enginator modelo VGF18GL de 250 kWe, 1500 r.p.m., 400 V (standard), 50 Hz. Esta maquina se caracteriza por tener larga vida útil, adecuado intervalo entre manutenciones de rutina y programadas además de quema limpia con una proporción de mezcla de aire/gas de 24.5:1 que corresponde al ajuste de combustión pobre caracterizado por alta eficiencia y quema limpia.

Santiago: Santa Elena 1433 Fono (56 2) 5567439 / Fax (56 2) 5550938 Casilla 9617
Concepción: Camino a Penco 3054 Lote C Galpón 28 Fono (56 41) 382503 / Fax (56 41) 382495
Antofagasta: Av. Fernando Pérez Zujovic 5554 Fono (56 55) 222212 - 222213 / Fax (56 55) 222208

6. CONDICIONES DE COMPRA Y PAGO

- A convenir

7. COMENTARIOS FINALES

- Los valores de inversión consideran **todos los equipos puestos en Santiago (Internado)** y están dados en **US $ Norteamericanos**. Los valores de inversión no consideran impuesto al valor agregado IVA.
- Maestranza Diesel (M.D.) respetará cualquier decisión que ENERGAS realice referente a cual de ambas compañías (M.D. o la propia ENERGAS) realice la importación del o los equipos.
- El plazo normal estimado de entrega de los equipos es de 8-12 semanas EXW/EUA, desde la fecha de entrega de la orden de compra. Los accesorios a ser incluidos en la máquina deberán ser seleccionados por ENERGAS, sobre la base de sus necesidades.
- No forma parte de la oferta:
  Suministro de aceite lubricante para el motor.
  Suministro del agua de refrigeración.
  Cualquier otro accesorio, insumo o servicio no especificado en esta oferta.

7. ANEXOS

- Engine Specifications
- Life Cycle Cost Analysis
- Engomatic 2000

Atentamente,

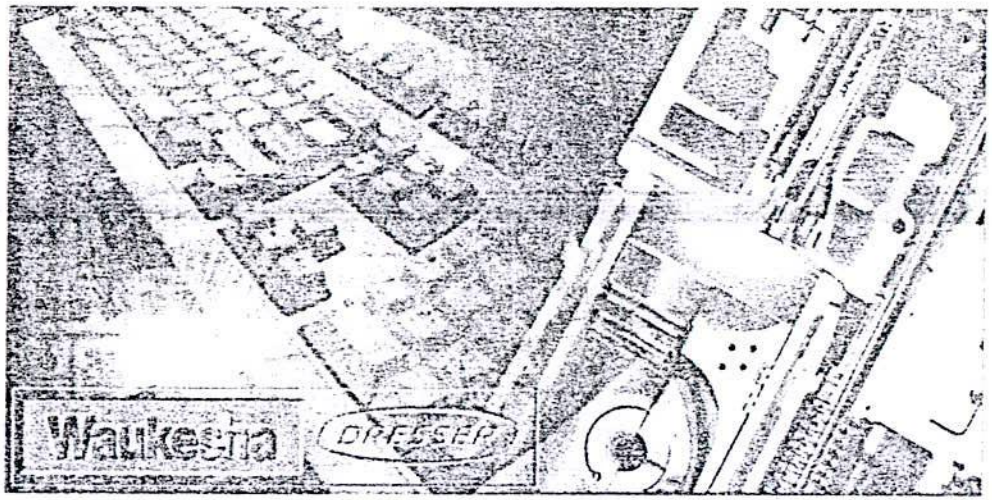
Francisco Javier Correa Pottstock
División Motores

Project Title: ***VGF18GL***

Engine Model: ***F18GL/GLD 246 kWb @ 1,500 RPM***

Presented To: ***ENERGAS***

Sr. Guillermo Guajardo



By: ***MAESTRANZA DIESEL LTDA.***

Francisco Correa Pottstock

Phone: 2-556 7439 Fax: 2-555 0938

Engine Model: F18GL/GLD 246 kWb @ 1,500 RPM, one engine

MAINTENANCE COSTS

	Cost per Hour
Lube Oil Material:	0.3086
Oil Change Labor:	0.1979
Make-up Oil Costs:	0.1337
Planned Service Parts:	0.4867
Planned Service Labor:	0.1589
Top End Overhaul Parts:	0.3431
Top End Overhaul Labor:	0.0719
Bottom End Overhaul Parts:	0.5374
Bottom End Overhaul Labor:	0.0668
Total Cost per Hour:	2.3050
Total Cost per kWb-Hour:	0.0094

Total Cost per 34,000 Hours:	78,370.39

FUEL COSTS

Estimated Fuel Consumption (kcal/Hour):	576,870
Estimated Fuel Cost per Hour:	0.0000
Estimated Fuel Cost per kWb-Hour:	0.0000
Total Estimated Fuel Cost per 34,000 Hours:	0.00

Natural Gas - 0.00 US Dollar / m³

Costs on this report are denominated in US Dollar

No warranty is made, expressed, or implied as to the accuracy of the information contained herein, or as to any correlation, computation, or result of the same, or as to the suitability or fitness of any of same with respect to any customer or project.

Planned Service for Engine Model: F18GL/GLD 246 kWb @ 1,500 RPM

Service Interval	Part Number	Description	Quantity	Price Each	Extended	Cost / Hour
1,440	60999W	Plug, Spark, 13/16 Reach	6	67.42	404.51	0.2809
1,440	740011	Boot, Spark Plug	6	5.67	33.99	0.0236
8,500	169180L	Element, Air Cleaner VGF Inline	1	76.69	76.69	0.0090
8,500	208349	Element, Precleaner	1	9.08	9.08	0.0011
8,500	304746A	O-Ring Valve Cover	6	11.37	68.24	0.0080
8,500	499222	Diaphragm, Carb.	2	48.52	97.04	0.0114
8,500	HOSES6	Hoses, VGF-6L	1	75.00	75.00	0.0088
8,500	IGN6	Ignition Repair, VGF-6L	1	170.00	170.00	0.0200
8,500	TURBO2	Turbo Parts, VGF-6L	1	600.00	600.00	0.0706
17,000	211357M	Extension, Spark Plug, VGF	6	100.72	604.30	0.0355
17,000	FUELREG1	Kit, Repair Fisher 200	1	100.00	100.00	0.0059
17,000	STARTER6	Starter Motor, VGF-6L	1	200.00	200.00	0.0118
				Total Parts Cost:	2,438.85	0.4867

Labor Costs: Standard Hours: 4.5 Rate: 25.00
Overtime Hours: 0.0 Rate: 36.00

Labor Cost: 112.50 0.0804

Travel Costs: Transportation: 100.00 Food: 10.00 Lodging: 0.00

Total Travel Costs: 110.00 0.0786

Planned Service Labor Applied at: 1.400 Hours

Total Planned Service Cost: 2,661.35 0.6456

Total Cost: US Dollar per kWb Hour: 0.0026

Planned Service for Engine Model: F18GL/GLD 246 kWb @ 1,500 RPM

Service Interval	Part Number	Description	Quantity	Price Each	Extended	Cost / Hour

Prices and costs on this list are denominated in US Dollar

Lube Oil Change for Engine Model: F18GL/GLD 246 kWb @ 1,500 RPM

MAKE-UP OIL

Lube Oil Consumption per kWb-Hour:	0.0003 kgs.		Lube Oil Cost per Hour:	0.1337
Lube Oil Consumption per Hour:	0.0738 kgs.	0.022 US Gal		
Lube Oil Consumption per 24 Hours:	1.77 kgs.	0.535 US Gal	Lube Oil Cost per kWb-Hour:	0.0005

720 HOUR LUBE OIL CHANGE

Part Number	Description	Quantity	Price	Extended	Cost Per Hour
	Lube Oil US Gallons	22	6.00	132.00	0.1833
304126	Element, Oil Filter	3	16.74	50.23	0.0698
	Lube Analysis	1	40.00	40.00	0.0556
			Total Parts Cost:	222.23	0.3086
Labor Costs:	Standard Hours: 1.5 Rate: 25.00				
	Overtime Hours: 0.0 Rate: 36.00		Labor Cost:	37.50	0.0521
Travel Costs:	Transportation: 100.00 Food: 5.00 Lodging: 0.00		Total Travel Costs:	105.00	0.1458
			Total Lube Oil Change Cost:	364.73	0.5066
			Total Cost: US Dollar per kWb Hour:		0.0021

Prices and costs on this list are denominated in US Dollar

Reference: Service Bulletin 12-1880W

11,300 Hour Top End Overhaul for Engine Model: F18GL/GLD 246 kWb @ 1,500 RPM

Part Number	Description	Quantity	Price Each	Extended	Cost Per Hour
300009	Guide, Valve	24	12.13	291.19	0.0258
300036C	Valve, 20°	12	83.42	1,001.09	0.0886
300036F	Valve, Coated Stem 20°	12	109.80	1,317.62	0.1166
300048C	Bushing, Rocker Arm, VGF	12	5.67	67.98	0.0060
304010L	Insert, Valve Seat	24	5.43	130.42	0.0115
304015	Seal, Valve Stem	24	8.09	194.04	0.0172
979-276	Gskt, Valve Ovrhl, VGF L6	1	874.82	874.82	0.0774
			Total Parts Cost:	3,877.16	0.3431
Labor Costs:	Standard Hours: 20.1	Rate: 25.00			
	Overtime Hours: 0.0	Rate: 36.00	Labor Cost:	502.50	0.0445
Travel Costs:	Transportation: 250.00	Food: 60.00	Lodging: 0.00	Total Travel Costs:	310.00	0.0274
			Total Top End Overhaul Cost:	4,689.66	0.4150
			Total Cost: US Dollar per kWb Hour:		0.0017

Prices and costs on this list are denominated in US Dollar

34,000 Hour Bottom End Overhaul for Engine Model: F18GL/GLD 246 kWb @ 1,500 RPM

Part Number	Description	Quantity	Price Each	Extended	Cost Per Hour
153610	Seal, Thermostat	4	8.62	34.50	0.0010
168290B	Bushing, Gov. Shaft, VGF	2	9.38	18.77	0.0006
211498A	Thermostat, Aux 130° VGF	1	76.75	76.75	0.0023
211887B	Thermostat, 170°F	3	37.59	112.76	0.0033
300108	Bushing, Piston Pin	6	53.36	320.17	0.0094
304032D	Bushing, Cam Follower	12	25.48	305.71	0.0090
304033A	Roller, Cam Follower	12	30.15	361.81	0.0106
304060A	Damper, Vibration, VGF	1	1,615.91	1,615.91	0.0475
305169	Rod End, M6 RH	1	55.02	55.02	0.0016
305169B	Rod End, M6 LH	1	38.16	38.16	0.0011
900-1039	Overhaul Gasket, F18GL	1	1,243.00	1,243.00	0.0366
918-318	Main Bearing, VGF L6	1	1,285.16	1,285.16	0.0378
927-55	Cam Bushing, VGF L6	1	334.65	334.65	0.0098
932-264	Sleeve, Sgl., VGF G GL GLD	6	655.27	3,931.62	0.1156
960-274	Kit, Aux Pump, VGF Inline	1	559.88	559.88	0.0165
960-299	Kit, JW Pump, VGF 6&8	1	562.88	562.88	0.0166
980-155	Oil Pump Repair, VGF L6	1	667.90	667.90	0.0196
A300110E	Bearing, Rod	6	113.59	681.52	0.0200
BEARBUSH2	Bearings & Bushings	1	200.00	200.00	0.0059
CAM6	Camshaft, VGF-6L	1	654.00	654.00	0.0192

34,000 Hour Bottom End Overhaul for Engine Model: F18GL/GLD 246 kWb @ 1,500 RPM

Part Number	Description	Quantity	Price Each	Extended	Cost Per Hour
CRANK6	Crankshaft, VGF-6L	1	2,370.00	2,370.00	0.0697
GOVPARTS2	Parts, Gov. Repair	1	250.00	250.00	0.0074
NUTSBOLTS2	Nuts, Bolts, Studs	1	100.00	100.00	0.0029
PAINT	Paint, Sealants	1	100.00	100.00	0.0029
ROD6	Conn Rod, VGF-6L	6	365.00	2,190.00	0.0644
WIRE2	Wire, Fittings	1	200.00	200.00	0.0059
			Total Parts Cost:	18,270.16	0.5374

Labor Costs: Standard Hours: 66.0 Rate: 25.00
Overtime Hours: 0.0 Rate: 36.00

Labor Cost: 1,650.00 0.0485

Travel Costs: Transportation: 500:00 Food: 120.00 Lodging: 0.00 Total Travel Costs: 620.00 0.0182

Total Bottom End Overhaul Cost: 20,540.16 0.6041

Total Cost: US Dollar per kWb Hour: 0.0025

Prices and costs on this list are denominated in US Dollar

Engine Model: F18GL/GLD 246 kWb @ 1.500 RPM

Service Category	Annual Costs
Full Coverage	20.191.90
Planned Service and Lube Oil	11.264.27
Top and Bottom Ends	8,927.64
Parts	15.851.21

Prices and costs on this list are denominated in US Dollar

Based on Engine Operating 8,760 hours per year

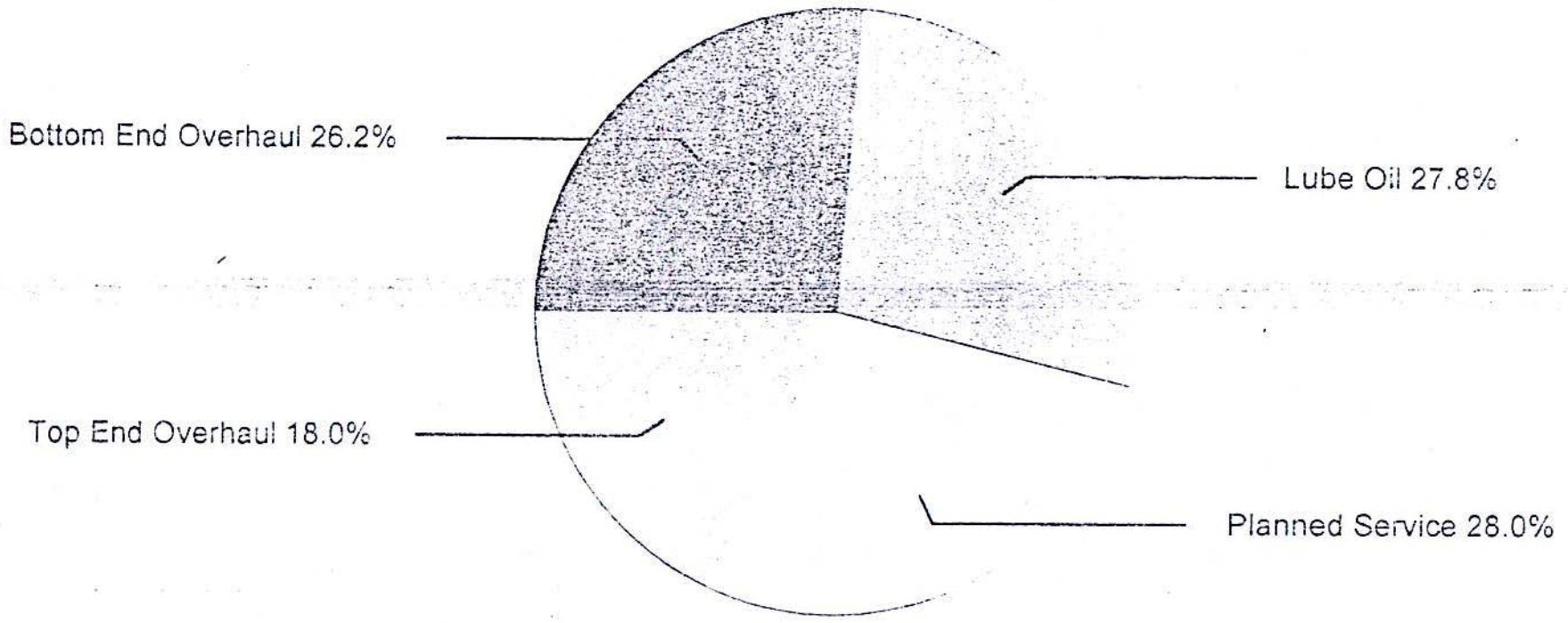
Full Coverage: This covers all parts, labor, and lube oil to operate this equipment for a full year. It includes acruing funds to cover major tasks that will occur in future years.

Planned Service and Lube Oil: This covers only planned service parts, labor, and lube oil to operate this equipment for a full year.

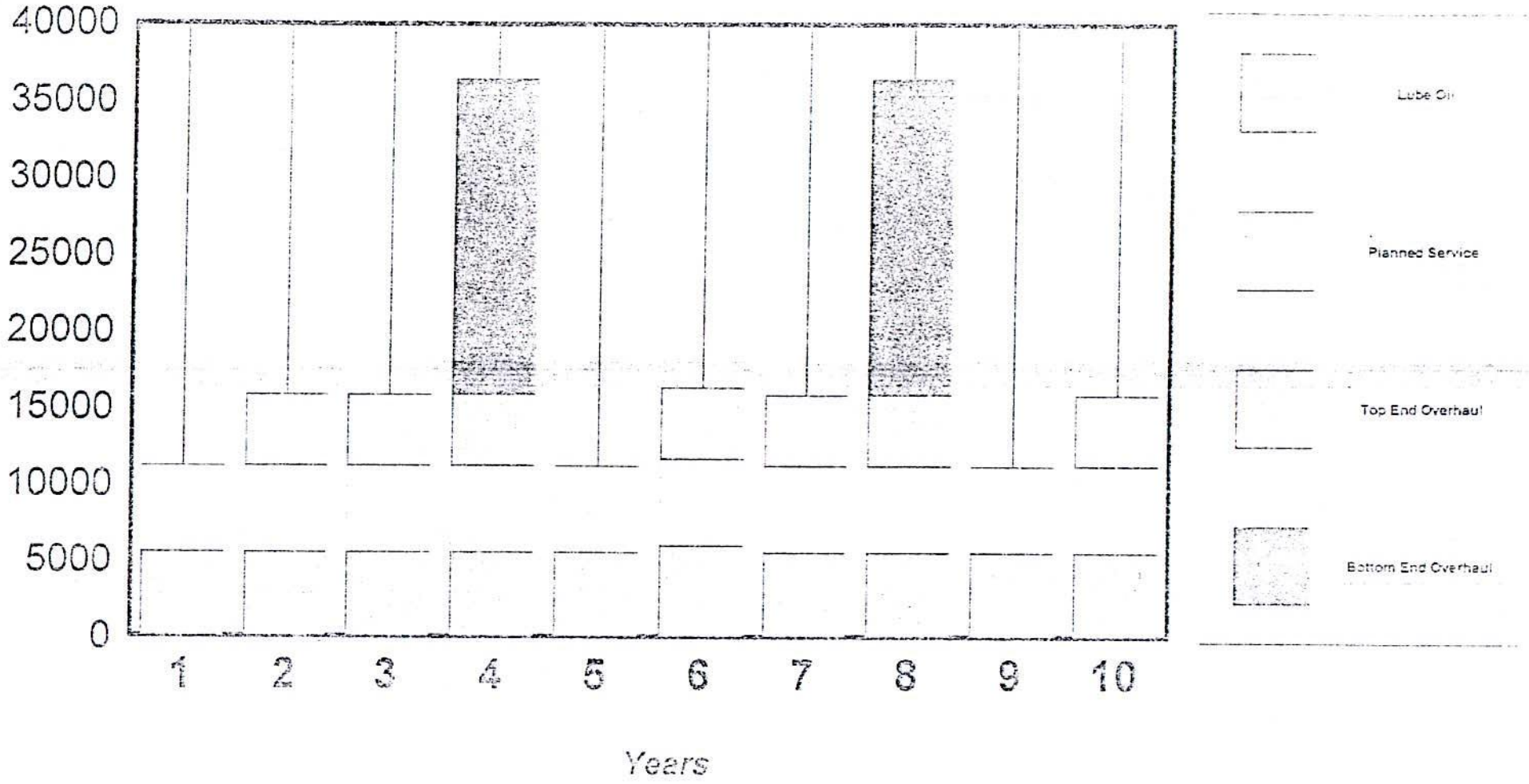
Top and Bottom End: This covers top and bottom end parts and labor that must be acrued each year such that there is sufficient funds available to perform the tasks during their scheduled occurance.

Parts: This covers all parts and lube oil material. This can be used when customer supplies all their own labor.

Maintenance Costs



Annual Maintenance Costs
Combined Parts and Labor (excludes Fuel)



Monetary values on this chart are denominated in US Dollar

Engine Model:	F18GL/GLD
RPM:	1,500
Site Load:	246 kWb
Rated Load:	100.00%
Cooling System:	Standard
Fuel Type:	Natural Gas
Sulfur:	0 ppm
Oil Type:	Mineral Based
Oil Consumption Rate:	0.0003 kg/kWb
Oil Filtration System:	Standard
Operating	8,760 Hours per Year

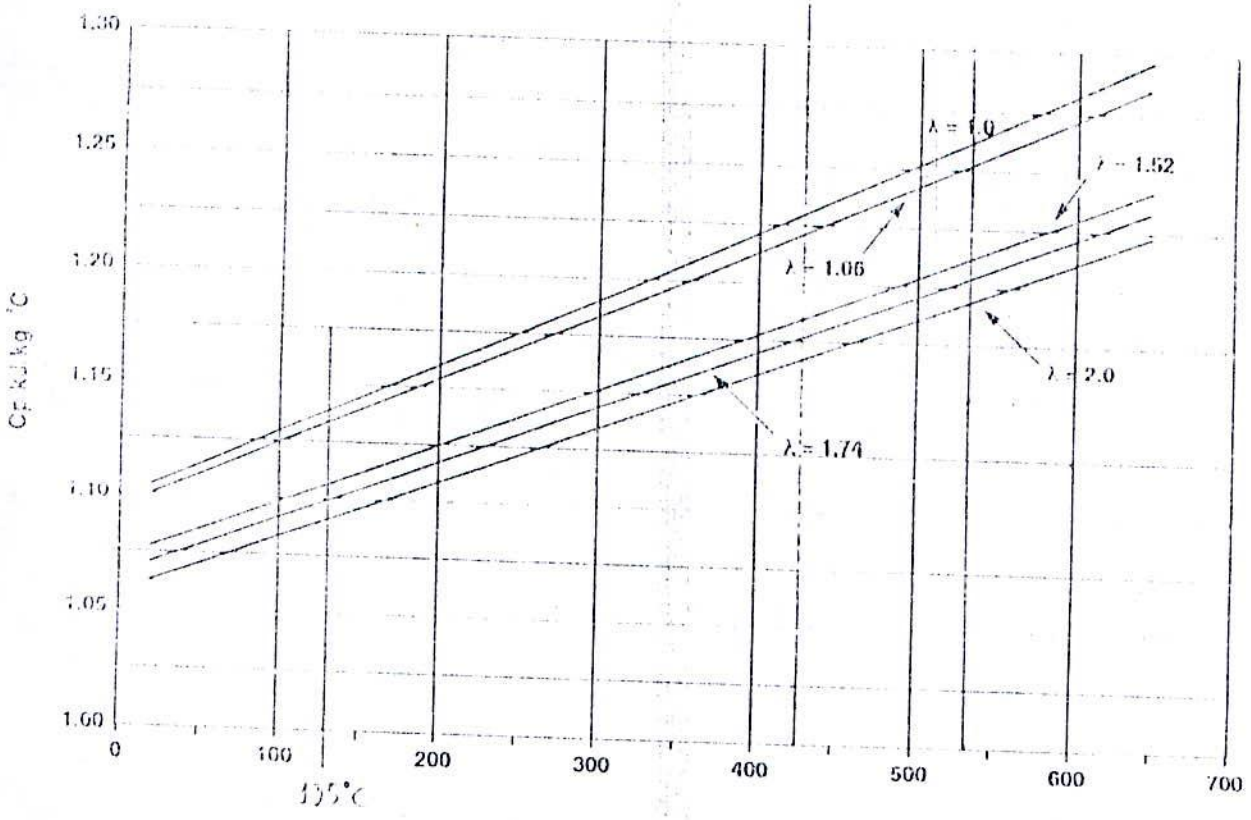
Number of Units:	1
Project Duration:	10 years
Inflation Rate:	0.00%

Service Hours Intervals

Lube Oil Change:	720
Top End Overhaul:	11,300
Bottom End Overhaul:	34,000

METRIC UNITS

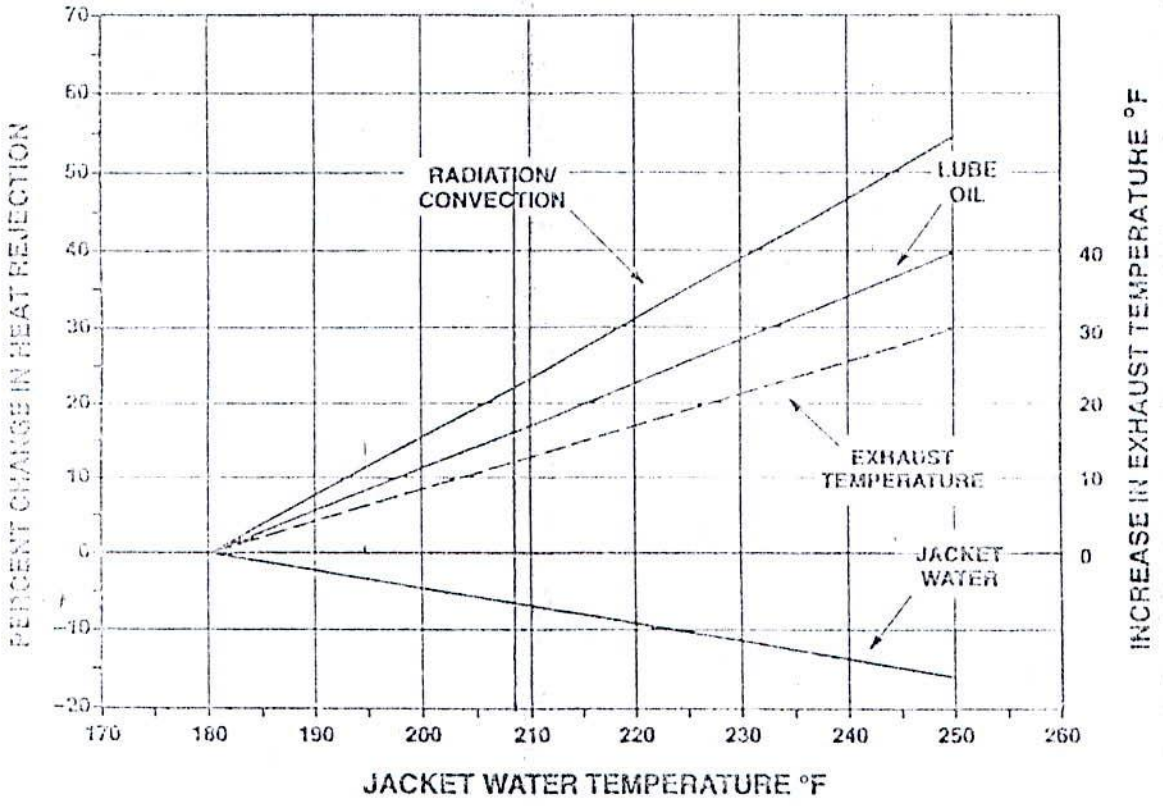
APPROXIMATE CONSTANT PRESSURE SPECIFIC HEAT VALUES
FOR NATURAL GAS ENGINE EXHAUST
100 kPa PRESSURE; 35.38 MJ/m³ SLHV FUEL



EXHAUST GAS STACK TEMPERATURE °C

Waukesha	NATURAL GAS ENGINE EXHAUST SPECIFIC HEAT	EN 121413 DATE 3/97	Ref: S 6117-1

APPROXIMATE HEAT REJECTION AND EXHAUST TEMPERATURE CHANGES FOR ELEVATED TEMPERATURE, SOLID WATER COOLING OF VHP ENGINES



NOTES: These adjustment curves are valid from 600 – 1200 RPM and from 50 BMEP to 110% of rated load. These adjustment curves may be used with reduced accuracy for the AT and VGF series of engines.

Waukesha	APPROXIMATE HEAT REJECTION AND EXHAUST TEMPERATURE CHANGES FOR ELEVATED TEMPERATURE, SOLID WATER COOLING OF VHP ENGINES	EN 117434 DATE 6/01	Ref: S 7613-3

ANEXO 9

Tarifado Eléctrico, "Tarifa AT 4.3"

"Tarifa AT4

Opción de tarifa horaria en alta tensión. Para clientes con medidor simple de energía y demanda máxima contratada o leída, y demanda máxima contratada o leída en horas de punta del sistema eléctrico."

"AT4.3

Medición de la energía mensual total consumida, de la demanda máxima de potencia en horas de punta y de la demanda máxima de potencia suministrada.

La demanda máxima de potencia que contrate el cliente deberá ceñirse a las capacidades de limitadores disponibles en el mercado."

4.4 Tarifa BT4

Tarifa BT4.3

" Esta tarifa comprende los siguientes cargos que se sumarán en la factura o boleta:

a) Cargo fijo mensual

b) Cargo por energía

c) Cargo mensual por demanda máxima leída de potencia en horas de punta.

d) Cargo mensual por demanda máxima de potencia suministrada.

El cargo fijo mensual es independiente del consumo y se aplicará incluso si éste es nulo.

El cargo por energía se obtendrá multiplicando los kWh de consumo por su precio unitario."

" Los cargos mensuales por demanda máxima leída de potencia en horas de punta de las tarifas BT4.2 y BT4.3 se facturarán de la

siguiente manera:

- **Durante los meses que contengan horas de punta, se aplicará a la demanda máxima en horas de punta efectivamente leída en cada mes el precio unitario correspondiente**, excepto en las empresas abastecidas por el Sistema Interconectado del Norte Grande en que se aplicará al promedio de las dos demandas máximas leídas en las horas de punta de los últimos 12 meses, incluido el propio mes que se factura.
- **Durante los meses que no contengan horas de punta se aplicará al promedio de las dos Mayores demandas máximas en horas de punta registradas durante los meses del período de punta inmediatamente anteriores, al precio unitario correspondiente.**

El cargo mensual por demanda máxima de potencia suministrada de la tarifa BT4.3 se facturará aplicando al promedio de las dos más altas demandas máximas registradas en los últimos 12 meses, incluido el mes que se facture, al precio unitario correspondiente."

4.5 Tarifas de Alta tensión

"En alta tensión las tarifas AT2, AT3, AT4.1, AT4.2 y AT4.3, comprenderán los mismos cargos y se facturarán de la misma forma que las tarifas BT2, BT3, BT4.1, BT4.2 y BT4.3, respectivamente, difiriendo sólo en los precios unitarios correspondientes."

5.2 Definición de Horas de Punta

"La definición de horas de punta de cada empresa o sector de distribución dependerá del sistema eléctrico del cual sean abastecidos. Para las empresas distribuidoras o sectores de distribución abastecidas desde el Sistema Interconectado Central, se entenderá por horas de punta el período comprendido entre las 18:00 y 23:00 horas de cada día de los meses de invierno (Mayo a Septiembre inclusive)."

6.7.3 Tarifa AT4.3

CARGO	UNIDAD	FORMULA
Fijo	**$/cliente**	CFH
Energía	**$/kWh**	PEAT x Pe
Demanda máx. suministrada	**$/kW/mes**	FDFPA x CDAT
Demanda máx. leída en horas de punta	**$/kW/mes**	FNPPA x PPAT x Pp + FDPPA x CDAT - FDFPA x CDAT

6.8 Definición de términos (sólo los alusivos a Tarifa AT 4.3)

6.8.1 Precios de nudo

Pe : Precio de nudo de energía. Se expresa en $/kWh.

Pp : Precio de nudo de potencia. Se expresa en $/kW/mes.

Estos precios se determinan según lo establecido en el punto 7.1.

6.8.2 Costos de distribución

CDAT: Costo de distribución en alta tensión. Se expresa en $/kW/mes.

Estos costos se especifican para cada empresa y sector de distribución en el punto 7.2.

6.8.3 Cargos fijos

CFH : Cargo fijo con medidor de energía y medidor horario. Se expresa en $/cliente

Estos valores se especifican en el punto 7.3.

6.8.4 Horas de Uso y Factores de coincidencia

FNPPA : Factor de coincidencia en alta tensión de las demandas presentes en la punta del sistema.

FDPPA : Factor de coincidencia en alta tensión de las demandas presentes en la punta del sistema de distribución.

FDFPA : Factor de coincidencia en alta tensión de las demandas consumidas fuera de las horas de punta.

Estos valores se especifican en el punto 7.4.

6.8.5 Factores de Expansión de Pérdidas.

PPAT : Factor de expansión de pérdidas de potencia en alta tensión.

PEAT : Factor de expansión de pérdidas de energía en alta tensión.

Estos valores se especifican en el punto 7.5.

7. DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE LAS FÓRMULAS TARIFARIAS

7.1 Precios de nudo de energía y potencia (Pe y Pp)

Los precios de nudo Pe y Pp corresponderán a los precios de nudo en alta tensión de distribución, vigentes en la subestación primaria de distribución correspondiente al cliente. Estos precios serán los valores fijados de acuerdo con el artículo 103º del DFL-1 de 1982, del Ministerio de Minería. La subestación primaria de distribución correspondiente a cada cliente será aquella que presente la menor distancia al punto de suministro. Para estos efectos, la distancia será medida a lo largo de las líneas eléctricas que puedan permitir la conexión. Las líneas a considerar son las de propiedad del concesionario y, además, las establecidas mediante concesión o que utilicen en su trazado bienes nacionales de uso público, independientemente de sus características técnicas y de si los circuitos operan o no normalmente

cerrados.

Antes de tres meses contados desde la fecha de publicación del presente decreto, los concesionarios enviarán a la Superintendencia de Electricidad y Combustibles un informe conteniendo las zonas geográficas en que se localizan los clientes asignados a cada subestación primaria de distribución para efecto de la aplicación de las tarifas correspondientes.

Los cambios de asignación de clientes, que resultaran de la aplicación del criterio descrito, debido a la instalación de nuevas subestaciones de distribución, sólo podrán hacerse efectivos en tarifas coincidentemente con la entrada en vigencia de los precios de energía y potencia que resulten de las fijaciones de tarifas de nudo de cada año.

Los concesionarios deberán informar a la Superintendencia, el 1º de Mayo y el 1º de Noviembre de cada año, los precios de nudo determinados para cada una de las subestaciones de distribución primaria que suministran electricidad a sus respectivos sistemas, así como los cambios de asignación de clientes a que se refiere el párrafo precedente.

7.2 Costos de distribución

7.2.1 Fórmulas de costos de distribución

Los costos de distribución en alta tensión, CDAT, se calcularán de la siguiente forma:

$$CDAT = IA1 * B * \frac{D}{D_0} + IA2 * B * \frac{IPC}{IPC_0} + IA3 * B * \frac{IPCu}{IPCu_0} + (IA4 * B + OA1) * \frac{IPMN}{IPMN_0} + (IA5 * B + OA2) * \frac{IRH}{IRH_0}$$

Valores de IA1,IA2, IA3, IA4, IA5, OA1, y OA2

	AREA 1A	AREA 1S	AREA 2	AREA 3	AREA 4
IA1	137,43	63,09	70,34	134,41	197,69
IA2	119,39	849,40	45,72	70,49	134,55
IA3	75,87	263,13	116,41	299,36	434,08
IA4	383,34	1008,77	464,08	523,91	1062,27
IA5	147,07	332,91	153,83	293,20	655,21
OA1	195,26	145,69	191,59	311,69	607,35
OA2	560,74	308,06	581,59	807,22	1172,67

7.2.2 Factor de economías de escala

A contar de las fechas que se indican, los parámetros IA1, IA2, IA3, IA4, IA5, OA1 y OA2, deben ser multiplicados por los factores que se señalan; en la fecha que se indica:

FECHA	AREA 1A	AREA 1S	AREA2	AREA 3	AREA 4
01 Enero 2000	0,9448	0,9116	0,9208	0,9514	0,9402

7.3 Cargos fijos

7.3.1 Fórmulas de cargos fijos

$$\text{Medidor horario:} \quad CFH = CFH1 * \frac{IRH}{IRH_0} + CFH2 * \frac{IPMN}{IPMN_0}$$

Valores de CFH1 Y CFH2

	AREA 1A	AREA 1S	AREA2	AREA 3	AREA 4
CFH1	335,64	306,62	348,67	342,54	371,24
CFH2	725,37	735,37	874,90	941,39	970,14

7.3.2 Factor de economías de escala

A contar de las fechas que se indican, los parámetros CFH1 y CFH2, deben ser multiplicados por los factores que se señalan; en las fechas que se indican:

FECHA	AREA 1A	AREA 1S	AREA2	AREA 3	AREA 4
01 Ene 2000	0,9680	0,9680	0,9539	0,9614	0,9544

7.4 Horas de utilización y factores de coincidencia

	FNPPA	FDPPA	FDFPA
Emec, Chilquinta, Emelectric, Frontel, Edelaysen	0,85	0,85	0,50

7.5 Factores de expansión de pérdidas

EMPRESAS	PPAT	PEAT
Area 1 A excepto Chilectra, CGE4, Río Maipo y Puente Alto	1,0100	1,0068
Area 1S	1,0087	1,0053
Area 2	1,0215	1,0109
Area 3	1,0363	1,0207
Area 4	1,0490	1,0275

7.6 Definición de los parámetros y valores base

D: Indice de productos importados calculado como D=Tc*(1+Ta); con :

Tc: Tipo de cambio observado para el dólar de los Estados Unidos de Norteamérica, publicado por el Banco Central de Chile, "Dolar Observado", o el que lo reemplace. Se utilizará el valor promedio del segundo mes anterior a aquél en que las tarifas serán aplicadas.

Ta : Tasa arancelaria vigente para la importación de equipo electromecánico. Se utilizará el valor vigente el último día hábil del segundo mes anterior a aquél en que las tarifas serán aplicadas.

IPC: Indice de precios al consumidor, índice general, publicado por el Instituto Nacional de Estadísticas (INE). Se utilizará el valor correspondiente al segundo mes anterior a aquél en que las tarifas serán aplicadas.

IRH: Indice general de remuneraciones, publicado por el Instituto Nacional de Estadísticas (INE). Se utilizará el valor correspondiente al tercer mes anterior a aquél en que las tarifas serán aplicadas.

IPMN: Indice de precios al por Mayor, total productos nacionales, publicado por el INE. Se utilizará el valor correspondiente al tercer mes anterior a aquél en que las tarifas serán aplicadas.

IPCu : Indice de precio del cobre calculado como el promedio del precio medio mensual de los últimos 12 meses de la libra de cobre en la Bolsa de Valores de Londres; precio que calcula la Comisión Chilena del Cobre y que se publica mensualmente en el "Boletín del Banco Central". Para estos efectos se considerará los 12 meses que terminan con el

tercer mes anterior a aquél en que las tarifas resultantes serán aplicadas y se referirán a moneda nacional utilizando el valor de Tc indicado en el punto anterior.

Valores Base:

Indice	Valor Base	Mes
Do	**457,66**	**Noviembre 1995**
IPCo	**261,61**	**Noviembre 1995**
IPMNo	**134,55**	**Octubre 1995**
IRHo	**139,28**	**Octubre 1995**
IPCuo	**54.721,27**	**Octubre 1995**

Las empresas deberán aplicar los índices D, IPCu, IRH e IPMN en las condiciones establecidas en el artículo 114º del DFL Nº 1 de 1982 del Ministerio de Minería.

7.7 Factor de corrección por aportes de terceros

Empresa	B
Chilquinta Energía	0,919

ANEXO 10

Cotización y Especificaciones Técnicas Motor VGS11GSI/GID Waukesha.

Maestranza Diesel

visítenos en
www.md.cl

Santiago, 22 de Julio de 2002

Señor
Aurelio Guzmán
Enargas
Valparaíso

Estimado señor Meza:

Junto con saludarle, es para nosotros un agrado adjuntar información por motor VSG11GSI/GSID de nuestra Representada Waukesha.

De igual manera, Informamos que el costo de este Enginator es de US$61.000 + IVA, puesto en talleres de Maestranza Diesel

En espera de que la Información adjunta cumpla con sus requerimientos, se despide atentamente,

Francisco Correa Pottstock
División Motores

FCP/kac

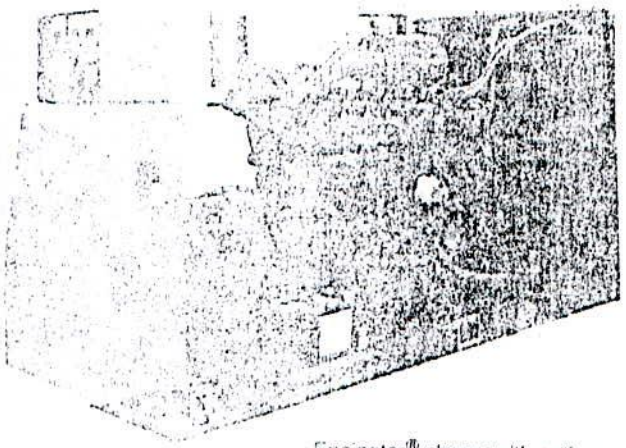
Santiago: Santa Elena 1433 Fono (56-2) 5567439 / Fax (56-2) 5550938 Casilla 9617
Concepción: Camino a Penco 3054 Lote C Galpón 2B Fono (56-41) 382503 / Fax (56-41) 382495

Waukesha

VSG11GSI/GSID

GAS ENGINATOR® GENERATING SYSTEM

120 - 180 kW



Enginator® shown with options.

Turbocharged and Intercooled Gas Fueled Enginator®

SPECIFICATIONS

ENGINE: Waukesha - F11GSI/GSID Gas Engine

Cylinders	Inline - 6
Piston Displacement	673 cu. in. (11 l)
Bore & Stroke	5.0" x 5.71" (127 x 145 mm)
Compression Ratio	10:1
Jacket Water System Capacity	7.1 gal. (27 l)
Fuel LHV	900 Btu/ft^3 (33.5 J/cm^3)
Lube Oil Capacity	6.1 gal. (23 l)
Starting System	24VDC electric

BASIC ENGINATOR® SPECIFICATIONS

AIR CLEANER – Two stage, dry element type with rain shield and service indicator.

BASE – Engine, generator and optional cooling components are mounted on heavy, structural steel base suitable for lifting.

BREATHER – Crankcase, closed.

CAMSHAFT – Forged alloy steel, quiet helical gear drive.

CONNECTING RODS – Forged alloy steel. Angle split.

COOLING SYSTEM – Choice of mounted radiator with pusher fan, core guard and duct adaptor, heat exchanger with shipped loose expansion tank or connections for remote radiator cooling.

CRANKCASE – Integral alloy cast iron crankcase and cylinder frame with nodular iron main bearing caps.

CRANKSHAFT – Forged alloy steel with precision ground and induction hardened main and crankpin journals, statically and dynamically balanced. Viscous vibration damper.

CYLINDERS – Replaceable wet cylinder liners of centrifugally cast alloy iron.

EXHAUST SYSTEM – Water cooled exhaust manifold. Single vertical exhaust connection with ANSI 125# outlet flange.

FUEL SYSTEM – Natural gas carburetor, gas pressure regulator, 24V DC gas solenoid valve (shipped loose). Pressure required: GSI models, 12 – 15 psig for prime power, 17 – 20 psig for standby; GSID models, 0.5 – 15 psig.

GENERATOR

For all Continuous Power and Standby Enginators®: Waukesha drip proof, direct connected, synchronous, fan cooled, AC revolving field type, 2/3 pitch, single bearing generator with PMG brushless exciter for 300% short circuit sustain (250% for 50 Hz) and motor starting. TIF and Deviation Factor within NEMA MG 1.22. Voltage: 480/277, 3 phase, 12 wire Wye, 60 Hz, and 380/220 12 wire Wye, 50 Hz. Temperature rise within NEMA 105° C for continuous duty, within NEMA 130° C for standby duty. Voltage regulation is ± 0.5%. All generators are rated at 0.8 power factor, are mounted on the engine flywheel housing, and have multiple steel disc flexible coupling drive. All continuous power gensets have 10% overload capability.

Standby Enginators®: Same as above except AREP exciter for 300% short circuit sustain (250% for 50 Hz) and ± 1.0% voltage regulation.

GOVERNOR – Woodward 4024 electrically powered governor (EPG) control system. Includes mounted actuator and magnetic pickup, and control box (shipped loose). 24V DC operation.

IGNITION SYSTEM – Altronic V, solid state low tension magneto, with ground switch, coils, cables and spark plugs. Non shielded.

INSTRUMENT PANEL – Engine mounted, includes water temperature, oil pressure gauges.

INTERCOOLER – Air to Water.

JUNCTION BOXES – Separate AC & DC junction boxes for engine wiring and external connections.

LUBRICATION SYSTEM – Gear type pump, full pressure system. Adjustable relief valve and full flow depth type heavy duty oil filter. Engine mounted plate type oil cooler. Industrial type oil pan of cast aluminum alloy.

PAINT – Oilfield Orange.

PISTONS – Aluminum alloy, with cast iron top ring insert. Oil cooled. Top ring is chrome plated keystone type. 10:1 Compression ratio.

ENGINE PROTECTION SHUTDOWN CONTACTS – Automatic closing of fuel solenoid valve, shuts down on high water temperature, low oil pressure, and overspeed.

STARTING SYSTEM – 24V DC starting motor. Crank termination switch (shipped loose).

TURBOCHARGER – Exhaust driven, dry type, with integral wastegate.

VOLTAGE REGULATOR – Automatic type.

WATER CIRCULATING SYSTEM, AUXILIARY CIRCUIT – Belt driven pump for intercooler. Inlet temperature of 85° F (29° C) for heat exchanger models and 130° F (54° C) for water connected and radiator models.

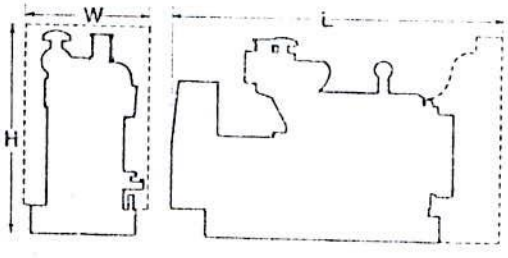
WATER CIRCULATING SYSTEM, JACKET WATER CIRCUIT – 180° – 190° F (82° – 88° C) thermostatic temperature regulation. Belt driven pump for jacket water and oil cooler.

PERFORMANCE DATA

HEAT EXCHANGER COOLING Intercooler Water 85° F (29° C)	PRIME POWER*		STANDBY POWER	
	1800 rpm	1500 rpm	1800 rpm	1500 rpm
	60 Hz	50 Hz	60 Hz	50 Hz
	160 kW	135 kW	180 kW	150 kW
Fuel Consumption x 1000 Btu/h (kW)	1858 (545)	1520 (445)	2105 (617)	1720 (504)
Jacket Water x 1000 Btu/h (kW)	583 (171)	489 (143)	628 (184)	531 (156)
Intercooler x 1000 Btu/h (kW)	48 (14)	32 (9)	61 (18)	38 (11)
Lube Oil x 1000 Btu/h (kW)	83 (24)	69 (20)	84 (25)	74 (22)
Heat Radiated x 1000 Btu/h (kW)	110 (32)	76 (22)	113 (33)	122 (36)
Exhaust Heat** x 1000 Btu/h (kW)	488 (143)	393 (115)	605 (177)	443 (130)
Exhaust Flow lb/h (Kg/h)	1578 (716)	1268 (575)	1770 (803)	1445 (655)
Exhaust Temperature °F (°C)	1052 (567)	982 (528)	1077 (581)	1019 (548)
Induction Air Flow scfm (m³/min)	346 (10)	276 (8)	385 (11)	315 (9)
WATER CONNECTION COOLING Intercooler Water 130° F (54° C)	150 kW	125 kW	180 kW	150 kW
Fuel Consumption x 1000 Btu/h (kW)	1786 (523)	1469 (431)	2090 (613)	1715 (503)
Jacket Water x 1000 Btu/h (kW)	580 (170)	482 (141)	648 (190)	541 (159)
Intercooler x 1000 Btu/h (kW)	23 (7)	17 (5)	33 (10)	27 (8)
Lube Oil x 1000 Btu/h (kW)	79 (23)	69 (20)	88 (26)	75 (22)
Heat Radiated x 1000 Btu/h (kW)	131 (38)	103 (30)	120 (35)	92 (27)
Exhaust Heat** x 1000 Btu/h (kW)	461 (135)	372 (109)	587 (172)	468 (137)
Exhaust Flow lb/h (Kg/h)	1500 (680)	1226 (556)	1730 (785)	1415 (642)
Exhaust Temperature °F (°C)	1062 (572)	995 (535)	1095 (591)	1039 (559)
Induction Air Flow scfm (m³/min)	327 (9)	267 (8)	380 (11)	310 (9)
RADIATOR COOLING – MOUNTED Intercooler Water 130° F (54° C)	140 kW	120 kW	175 kW	145 kW
Fuel Consumption x 1000 Btu/h (kW)	1786 (523)	1469 (431)	2090 (613)	1715 (503)
Jacket Water x 1000 Btu/h (kW)	580 (170)	482 (141)	648 (190)	541 (159)
Intercooler x 1000 Btu/h (kW)	23 (7)	17 (5)	33 (10)	27 (8)
Lube Oil x 1000 Btu/h (kW)	79 (23)	69 (20)	88 (26)	75 (22)
Heat Radiated x 1000 Btu/h (kW)	135 (40)	102 (30)	101 (30)	86 (25)
Exhaust Heat** x 1000 Btu/h (kW)	461 (135)	372 (109)	587 (172)	468 (137)
Exhaust Flow lb/h (Kg/h)	1500 (680)	1226 (556)	1730 (785)	1415 (642)
Exhaust Temperature °F (°C)	1062 (572)	995 (535)	1095 (591)	1039 (559)
Induction Air Flow scfm (m³/min)	327 (9)	267 (8)	380 (11)	310 (9)
Radiator Air Flow scfm (m³/min)	25000 (708)	21000 (595)	25000 (708)	21000 (595)

Typical heat balance data is shown. Consult factory for guaranteed data.
Prime Power Rating: The highest load and speed which can be applied 24 hours a day, seven days a week, 365 days per year except for normal maintenance. It is permissible to operate the engine at up to 10% overload for two hours in every 24 hour period.
Standby Service Rating: This rating applies to those systems used as a secondary source of electrical power. This rating is the output the system will deliver continuously (no overload), 24 hours per day for the duration of the prime power source outage.
Heat rejection based on cooling exhaust gas to 85° F (29° C).

Cooling Equipment	L in. (mm)	W in. (mm)	H in. (mm)	Avg. Wt. lb (Kg)
H. E.	102 (2600)	38 (970)	60 (1530)	4700 (2140)
W. C.	94 (2390)	38 (970)	60 (1530)	4300 (1960)
RAD.	116 (2950)	56 (1430)	70 (1780)	5400 (2450)



WAUKESHA SALES OFFICES WORLDWIDE

Calgary, AB	Glen Burnie, MD	Houston, TX	Roseville, CA	Singapore	Spain	The Netherlands	US Central Region	South America Region
(403) 258-6666	(410) 760-5590	(713) 897-4600	(916) 784-1992	(65) 737-7955	(34-08) 799080	(31) 596-652222	(414) 549-2935	(414) 896-4920

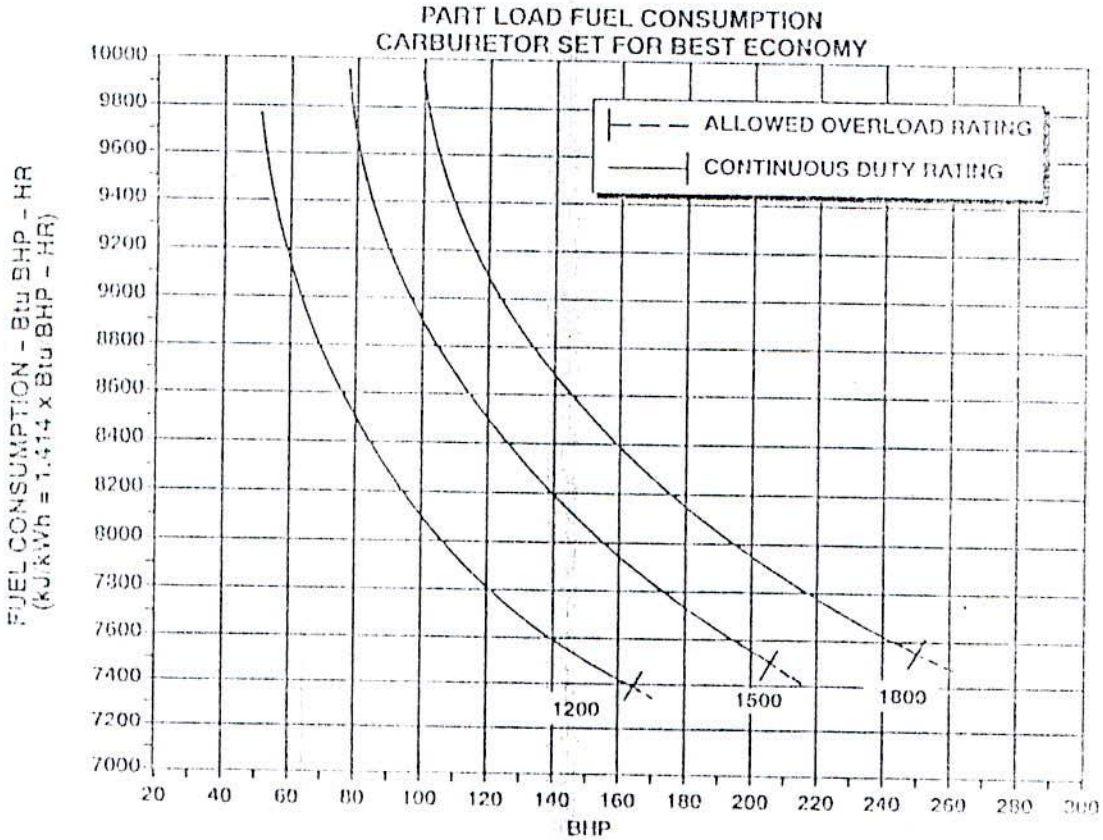
Contact your local Waukesha Distributor for system application assistance. The manufacturer reserves the right to change or modify without notice, the design or equipment specifications as herein set forth and shall not be liable in any of its dealings either with respect to equipment previously sold or in the process of construction except where otherwise specifically guaranteed by the manufacturer.

WAUKESHA POWER SYSTEMS

WAUKESHA ENGINE DIVISION
DRESSER INDUSTRIES, INC.
WAUKESHA, WISCONSIN 53188-4999

Bulletin 6070 1/96

ENGINE RATINGS AND FUEL CONSUMPTION
CONTINUOUS RATING FOR MODEL F11GSI
85° F (29° C) I.C. WATER TEMPERATURE



RPM	1200	1400	1500	1600	1800
CONTINUOUS BHP	165	195	205	220	260
OVERLOAD BHP	170	200	215	230	269

OVERLOAD	Allowed 2 Hours Per 24 Hours
STANDARD CONDITIONS	Barometer: 100 kPa (29.54 in. Hg) — Ambient Temp.: 25° C (77° F)
DEDUCTIONS	2 Percent Per 1000 ft. (305 m) Above 3000 ft. (914 m) Altitude 1 Percent Per 10° F (5.5° C) Above 100° F (38° C) Ambient
FUEL	Dry Natural Gas – 900 Btu/ft^3 (35.38 MJ/m^3) SLHV, 91 WKI Refer to S7884-6 for Fuel Specification
EQUIPMENT	Engine Equipped with Lube Oil and Cooling Water Pumps, but without Radiator Fan
ENGINE DATA	Turbocharged – Intercooled 85° F (29° C) Intercooler Water 10:1 Compression Ratio

NOTES: 1. *Carburetor set to 1.4% O_2 (Best Economy) 14° BTDC at standard ignition timing.*

$\Rightarrow \lambda = 1.06$, AFR = 17.0

Waukesha	ENGINE RATING & FUEL CONSUMPTION CONTINUOUS RATING MODEL F11GSI 85° F (29° C) I.C. WATER TEMPERATURE	EN-11343 DATE	Ref: C

HEAT REJECTION AND OPERATING DATA
MODEL F11GSI 10:1 COMPRESSION RATIO
85° F. I.C. WATER TEMPERATURE
BEST ECONOMY CARBURETOR SETTING

	BMEP (psi)	ENGINE SPEED - RPM				
		1200	1400	1500	1600	1800
POWER (BHP)	170	170	200	215	230	260
	163	165	195	205	220	250
	150	153	178	191	204	229
	125	127	149	159	170	191
	100	102	119	127	136	153
	75	76	89	96	102	115
	50	51	59	64	68	76
BRAKE SPECIFIC FUEL CONSUMPTION (BTU/BHP-HR)	170	7344	7415	7451	7461	7481
	163	7385	7463	7503	7514	7538
	150	7474	7568	7615	7629	7659
	125	7701	7833	7900	7922	7967
	100	8041	8232	8327	8361	8429
	75	8607	8895	9039	9092	9199
	50	9740	10223	10464	10586	10740
FUEL CONSUMPTION (BTU/HR x 1000)	170	1269	1496	1610	1720	1940
	163	1225	1446	1555	1665	1875
	150	1143	1351	1455	1555	1755
	125	981	1166	1258	1346	1525
	100	820	980	1061	1137	1289
	75	658	795	864	927	1055
	50	496	610	667	718	821
HEAT TO JACKET WATER (BTU/HR x 1000)	170	426	494	528	553	604
	163	416	481	514	539	589
	150	396	458	489	513	562
	125	357	411	438	462	508
	100	318	365	388	410	454
	75	279	318	338	359	400
	50	240	272	288	308	347
HEAT TO LUBE OIL (BTU/HR x 1000)	170	47	60	66	73	85
	163	46	60	67	73	85
	150	45	59	66	72	85
	125	41	54	61	67	80
	100	33	45	51	57	70
	75	23	31	36	42	56
	50	10	14	16	23	36
HEAT TO INTERCOOLER (BTU/HR x 1000)	170	24	33	37	43	55
	163	23	31	35	41	53
	150	20	28	32	37	48
	125	15	22	25	30	39
	100	10	16	18	22	31
	75	5	10	12	15	22
	50	0	3	5	7	13
HEAT TO RADIATION (BTU/HR x 1000)	170	38	41	43	44	47
	163	38	41	42	44	46
	150	37	40	41	43	45
	125	35	38	40	41	44
	100	33	37	38	40	42
	75	31	35	37	38	40
	50	29	33	35	36	39

– METRIC –
HEAT REJECTION AND OPERATING DATA
MODEL F11GSI 10:1 COMPRESSION RATIO
29° C I.C. WATER TEMPERATURE
BEST ECONOMY CARBURETOR SETTING

	BMEP (bar)	ENGINE SPEED – RPM				
		1200	1400	1500	1600	1800
EXHAUST TEMPERATURE AFTER TURBINE +/– 30° C	11.69	493	515	527	537	556
	11.23	491	513	524	533	550
	10.34	488	509	519	526	540
	8.62	475	497	508	513	522
	6.90	455	481	494	499	509
	5.17	428	462	479	486	500
	3.45	393	438	461	472	494
INDUCTION AIR FLOW (nm³/h)	11.69	378	445	478	511	576
	11.23	366	429	460	495	563
	10.34	342	399	428	464	536
	8.62	289	341	366	402	474
	6.90	238	284	307	339	402
	5.17	192	229	248	274	326
	3.45	151	177	190	209	248
EXHAUST GAS FLOW (kg/h)	11.69	517	608	654	699	788
	11.23	501	587	630	677	770
	10.34	467	546	586	635	733
	8.62	396	467	502	550	646
	6.90	326	389	421	463	549
	5.17	263	314	340	375	445
	3.45	207	242	260	287	339

NOTES: 1. All data are based on standard conditions of 100 kPa (29.54 inches Hg.) barometric pressure, 25° C (77° F) ambient and induction air temperature, 30% relative humidity (1 kPa/0.3 inches Hg. water vapor pressure) and 82° C (180° F) engine jacket water outlet temperature and standard ignition timing.

2. Data are average values at the standard conditions and will vary for individual engines and with operating and ambient conditions and with changes to ignition timing. An adequate reserve should be used for cooling system or heat recovery calculations. See also Cooling System Guidelines S6699-7.

3. For approximate heat rejection changes due to engine jacket water outlet temperature different from standard (Note 1), refer to S7613-3.

4. Exhaust energy includes both recoverable and non-recoverable heat. For a procedure to calculate recoverable heat refer to S0117-1.

5. Exhaust flow, $m^3/h = \frac{Exh.\ Flow,\ kg/h \times (Exh.\ Temp.\ °C + 273)}{332.96}$

6. Reference C1032-10.

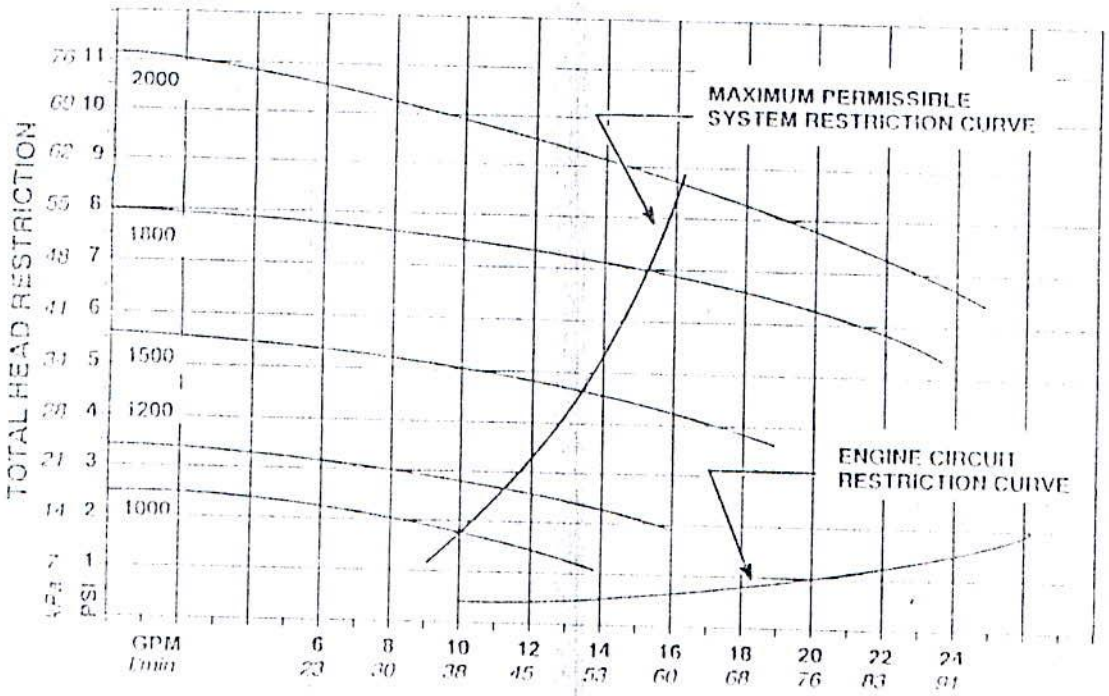
7. Carburetor set to 1.40% O_2 (Best Economy) at standard 14° BTDC ignition timing.

8. Fuel Rating Standard, Natural gas – 35.38 MJ/m³ (900 Btu/ft³) saturated lower heating value (SLHV), 91 WKI™. Refer to S7894-6 for full fuel specifications.

9. Reference S9403 for typical exhaust emissions data.

	HEAT REJECTION AND OPERATING DATA MODEL F11GSI 29° C I.C.WATER TEMPERATURE BEST ECONOMY CARBURETOR SETTING – METRIC –	EN 113943 DATE 3/97	Ref: S 7925-18

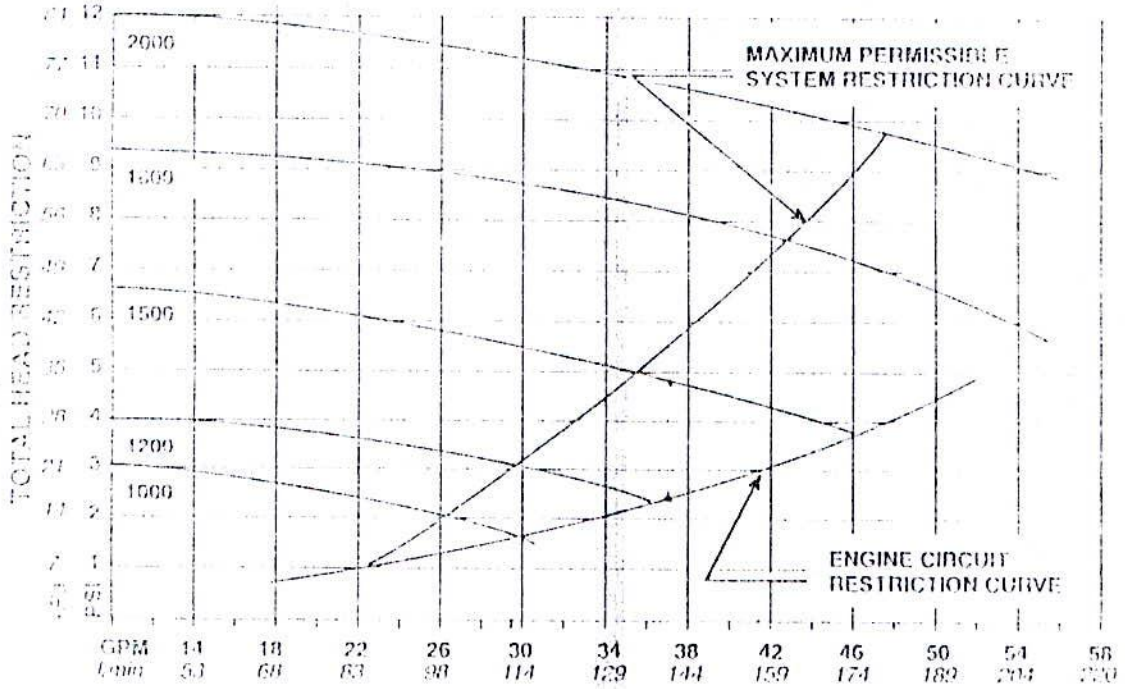
VSG F11GSI, GSID INTERCOOLER WATER FLOW vs HEAD AT VARIOUS ENGINE SPEEDS WITH 130° F ICW TEMPERATURE AND POSITIVE WATER PUMP INLET PRESSURE



ENGINE RPM	1000	1200	1500	1800	2000
MIN. DESIGN FLOW, GPM (l/min)	10.0 (31.8)	11.0 (41.6)	13.0 (49.2)	15.0 (56.8)	16.0 (60.0)
MAX. EXTERNAL RESTRICTION, PSI (kPa)	1.5 (10.3)	2.3 (15.9)	4.1 (28.2)	6.3 (43.4)	8.0 (55.0)

Waukesha DRESSER	AUXILIARY WATER PUMP PERFORMANCE FOR VSG F11GSI, GSID MODELS	EN 111277 DATE 11/96	Ref: S 7926-2

VSG F11G, GSI, GSID WATER PUMP PERFORMANCE
WATER PUMP 351291 @ 1.19:1 ENGINE SPEED
POSITIVE PRESSURE AT PUMP INLET REQUIRED



ENGINE RPM	1000	1200	1500	1800	2000
MIN. DESIGN FLOW, GPM	28.0	31.0	37.0	43.0	48.0
(l/min)	(106)	(117)	(140)	(163)	(182)
MAX. EXTERNAL RESTRICTION, PSI	0.8	1.5	2.9	4.8	6.2
(kPa)	(5.5)	(10.3)	(20.0)	(33.0)	(42.7)

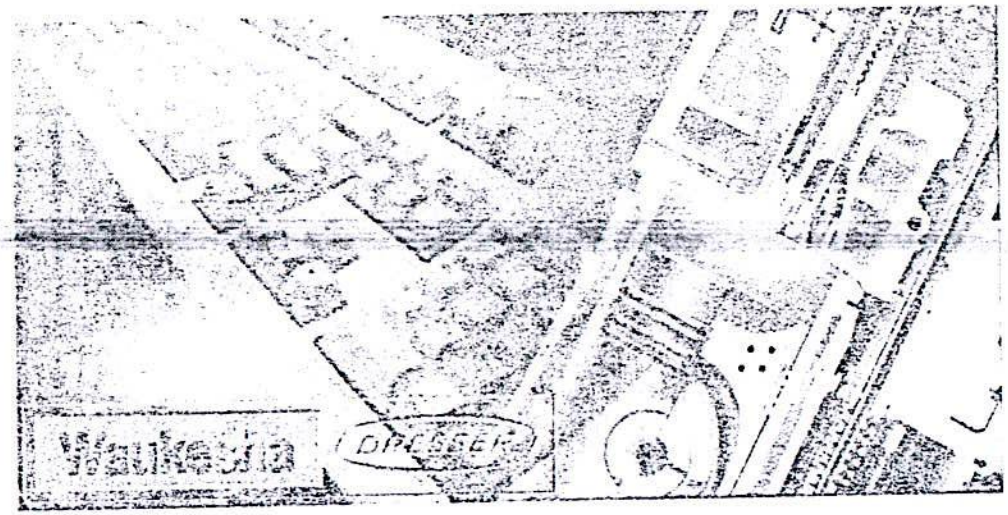
Mercosha	JACKET WATER PUMP PERFORMANCE FOR VSG F11G, GSI, GSID MODELS	EN 11769 DATE 6-97	Ref: S 7926 3

Project Title: *VSG1163I*

Engine Model: *F11GSI 155 kWb @ 1,500 RPM*

Presented To: ***ENERGAS***

Sr. Aurelio Guzmán



By: ***MAESTRANZA DIESEL LTDA.***

Francisco Correa Pottstock

Phone: 2-556 7439 Fax: 2-555 0938

Engine Model: F11GSI 155 kWb @ 1,500 RPM, one engine

MAINTENANCE COSTS

	Cost per Hour
Lube Oil Material:	0.1832
Oil Change Labor:	0.1979
Make-up Oil Costs:	0.0843
Planned Service Parts:	0.2667
Planned Service Labor:	0.3179
Top End Overhaul Parts:	0.1153
Top End Overhaul Labor:	0.0466
Bottom End Overhaul Parts:	0.4307
Bottom End Overhaul Labor:	0.0694
Total Cost per Hour:	1.7118
Total Cost per kWb-Hour:	0.0110

Total Cost per 32,000 Hours:	54,778.42

FUEL COSTS

Estimated Fuel Consumption (kJ/Hour):	1,636,969
Estimated Fuel Cost per Hour:	0.0000
Estimated Fuel Cost per kWb-Hour:	0.0000
Total Estimated Fuel Cost per 32,000 Hours:	0.00

Natural Gas - 0.00 US Dollar / m³

Costs on this report are denominated in US Dollar

No warranty is made, expressed, or implied as to the accuracy of the information contained herein, or as to any correlation, computation, or result of the same, or as to the suitability or fitness of any of same with respect to any customer or project.

Planned Service for Engine Model: F11GSI 155 kWb @ 1,500 RPM

Service Interval	Part Number	Description	Quantity	Price Each	Extended	Cost / Hour
1,000	350891B	Plug, Spark	6	17.08	102.50	0.1025
4,000	350929	Filter, A.C - 10" Primary	1	59.10	59.10	0.0148
4,000	350930	Filter, A.C - 10" Secondary	1	38.48	38.48	0.0096
4,000	351024	Gasket, Valve Cover, VSG	2	10.60	21.21	0.0053
8,000	172608	O-Ring, Lube Oil Filter Cover VSG	1	9.63	9.63	0.0012
8,000	172608A	O-Ring, Lube Oil Filter, VSG	1	4.90	4.90	0.0006
8,000	48766B	Disc, Mag. Drive	1	35.34	35.34	0.0044
8,000	493670	Diaphragm, Carb, VSG-GSI	2	52.10	104.19	0.0130
8,000	73904	Gasket, Magneto	1	1.52	1.52	0.0002
8,000	C145603	Belt Set, WP & Alt., VSG-GSI	1	35.68	35.68	0.0045
8,000	HOSES3	Hoses, VSG F11	1	50.00	50.00	0.0063
8,000	IGN3	Ignition Repair, VSG F11	1	150.00	150.00	0.0188
8,000	TURBO1	Turbo Parts, VSG F11	1	300.00	300.00	0.0375
16,000	H211357D	Assy., H.T. Cable, F11GSI	6	94.83	568.99	0.0356
16,000	STARTER3	Starter Motor, VSG F11	1	200.00	200.00	0.0125
				Total Parts Cost:	1,681.53	0.2667

Labor Costs:	Standard Hours:	4.5	Rate:	25.00			Labor Cost:	112.50	0.1667
	Overtime Hours:	0.0	Rate:	36.00					
Travel Costs:	Transportation:	100.00	Food:	10.00	Lodging:	0.00	Total Travel Costs:	110.00	0.1571

Planned Service for Engine Model: F11GSI 155 kWb @ 1,500 RPM

Service Interval	Part Number	Description	Quantity	Price Each	Extended	Cost / Hour
Planned Service Labor Applied at: 700 Hours						
			Total Planned Service Cost:		1,904.03	0.5845

Total Cost: US Dollar per kWb Hour:	0.0038

Prices and costs on this list are denominated in US Dollar

Lube Oil Change for Engine Model: F11GSI 155 kWb @ 1.500 RPM

MAKE-UP OIL

Lube Oil Consumption per kWb-Hour:	0.0003 kgs.		Lube Oil Cost per Hour:	0.0843
Lube Oil Consumption per Hour:	0.0465 kgs.	0.053 Liter		
Lube Oil Consumption per 24 Hours:	1.12 kgs.	1.276 Liter	Lube Oil Cost per kWb-Hour:	0.0005

720 HOUR LUBE OIL CHANGE

Part Number	Description	Quantity	Price	Extended	Cost Per Hour
	Lube Oil Liters	42	1.59	66.57	0.0925
172607	Element, Lube Oil Filter, VSG	1	25.30	25.30	0.0351
	Lube Analysis	1	40.00	40.00	0.0556
			Total Parts Cost:	131.87	0.1832
Labor Costs:	Standard Hours: 1.5 Rate: 25.00				
	Overtime Hours: 0.0 Rate: 36.00		Labor Cost:	37.50	0.0521
Travel Costs:	Transportation: 100.00 Food: 5.00 Lodging: 0.00		Total Travel Costs:	105.00	0.1458
			Total Lube Oil Change Cost:	274.37	0.3811
			Total Cost: US Dollar per kWb Hour:		0.0025

Prices and costs on this list are denominated in US Dollar

Reference: Service Bulletin 12-1880W

16,000 Hour Top End Overhaul for Engine Model: F11GSI 155 kWb @ 1,500 RPM

Part Number	Description	Quantity	Price Each	Extended	Cost Per Hour
350965	Guide, Valve, Intake VSG	6	18.37	110.22	0.0069
350966	Guide, Valve, Exhaust VSG	6	18.04	108.24	0.0068
350967A	Seal, Valve Stem VSG	12	6.79	81.44	0.0051
350968	Insert, Valve Seat, Intake VSG	6	39.20	235.22	0.0147
350969B	Insert, Valve Seat, Exhaust VSG	6	34.08	204.47	0.0128
350972	Valve, Intake VSG	6	61.94	371.65	0.0232
350973A	Valve, Exhaust 30 Deg VSG	6	38.95	233.71	0.0146
351000A	Bushing, Rocker Arm, VSG	12	4.87	58.48	0.0037
979-281	Gskt, Valve Ovrhl, VSG	1	441.38	441.38	0.0276
			Total Parts Cost:	1,844.80	0.1153

Labor Costs:	Standard Hours:	17.4	Rate:	25.00		Labor Cost:	435.00	0.0272
	Overtime Hours:	0.0	Rate:	36.00				
Travel Costs:	Transportation:	250.00	Food:	60.00	Lodging: 0.00	Total Travel Costs:	310.00	0.0194
						Total Top End Overhaul Cost:	2,589.80	0.1619

Total Cost: US Dollar per kWb Hour:	0.0010

Prices and costs on this list are denominated in US Dollar

32,000 Hour Bottom End Overhaul for Engine Model: F11GSI 155 kWo @ 1,500 RPM

Part Number	Description	Quantity	Price Each	Extended	Cost Per Hour
351046	Bearing, Rod, VSG	12	11.85	142.16	0.0044
351138	Thermostat, 174° F	2	26.95	53.90	0.0017
351349	Plunger, Relief Valve	1	43.22	43.22	0.0014
351350	Spring, Relief Valve	1	3.09	3.09	0.0001
351668	Bushing, Pin, VSG	6	31.08	186.45	0.0058
900-1049	Overhaul Gasket, F11G/GSI	1	428.76	428.76	0.0134
918-323	Main Bearing, VSG	1	180.94	180.94	0.0057
927-54	Cam Bushing, VSG	1	46.53	46.53	0.0015
932-272	Sleeve, Sgl., VSG	6	941.74	5,650.46	0.1766
960-275	Kit, JW Pump, VSG	1	297.87	297.87	0.0093
960-293	Kit, Aux Pump, VSG	1	391.83	391.83	0.0122
980-158	Oil Pump Repair, VSG	1	690.54	690.54	0.0216
BEARBUSH3	Bearings & Bushings	1	300.00	300.00	0.0094
CAM3	Camshaft, VSG F11	1	494.00	494.00	0.0154
CRANK3	Crankshaft, VSG F11	1	1,684.00	1,684.00	0.0526
GOVPARTS3	Parts, Gov. Repair	1	350.00	350.00	0.0109
NUTSBOLTS3	Nuts, Bolts, Studs	1	150.00	150.00	0.0047
PAINT2	Paint, Sealants	1	200.00	200.00	0.0063
ROD3	Conn Rod, VSG, F11	6	365.00	2,190.00	0.0684
WIRE3	Wire, Fittings	1	300.00	300.00	0.0094

32,000 Hour Bottom End Overhaul for Engine Model: F11GSI 155 kWb @ 1,500 RPM

Part Number	Description					Quantity	Price Each	Extended Cost	Per Hour
							Total Parts Cost:	13,783.75	0.4307
Labor Costs:	Standard Hours:	64.0	Rate:	25.00					
	Overtime Hours:	0.0	Rate:	36.00			Labor Cost:	1,600.00	0.0500
Travel Costs:	Transportation:	500.00	Food:	120.00	Lodging:	0.00	Total Travel Costs:	620.00	0.0194
							Total Bottom End Overhaul Cost:	16,003.75	0.5001
							Total Cost: US Dollar per kWb/Hour:		0.0032

Prices and costs on this list are denominated in US Dollar

Engine Model: F11GSI 155 kWb @ 1,500 RPM

Service Category	Annual Costs
Full Coverage	7,497.80
Planned Service and Lube Oil	4,598.33
Top and Bottom Ends	2,899.47
Parts	4,730.90

Prices and costs on this list are denominated in US Dollar

Based on Engine Operating 4,380 hours per year

Full Coverage: This covers all parts, labor, and lube oil to operate this equipment for a full year. It includes acruing funds to cover major tasks that will occur in future years.

Planned Service and Lube Oil: This covers only planned service parts, labor, and lube oil to operate this equipment for a full year.

Top and Bottom End: This covers top and bottom end parts and labor that must be acrued each year such that there is sufficient funds available to perform the tasks during their scheduled occurance.

Parts: This covers all parts and lube oil material. This can be used when customer supplies all their own labor.

Engine Model: F11GSI 155 kWb @ 1,500 RPM

ANNUAL USAGE OF MAINTENANCE SPARE PARTS

Part Number	Description	Quantity
172607	Element, Lube Oil Filter, VSG	7
172608	O-Ring, Lube Oil Filter Cover VSG	1
172608A	O-Ring, Lube Oil Filter, VSG	1
350891B	Plug, Spark	27
350929	Filter, A.C - 10" Primary	2
350930	Filter, A.C - 10" Secondary	2
351024	Gasket, Valve Cover, VSG	3
48766B	Disc, Mag. Drive	1
493670	Diaphragm, Carb, VSG-GSI	2
73904	Gasket, Magneto	1
C145603	Belt Set, WP & Alt., VSG-GSI	1
H211357D	Assy., H.T. Cable, F11GSI	2
HOSES3	Hoses, VSG F11	1
IGN3	Ignition Repair, VSG F11	1
STARTER3	Starter Motor, VSG F11	1
TURBO1	Turbo Parts, VSG F11	1

Parts recommended to be on site for regular maintenance of one engine for one year

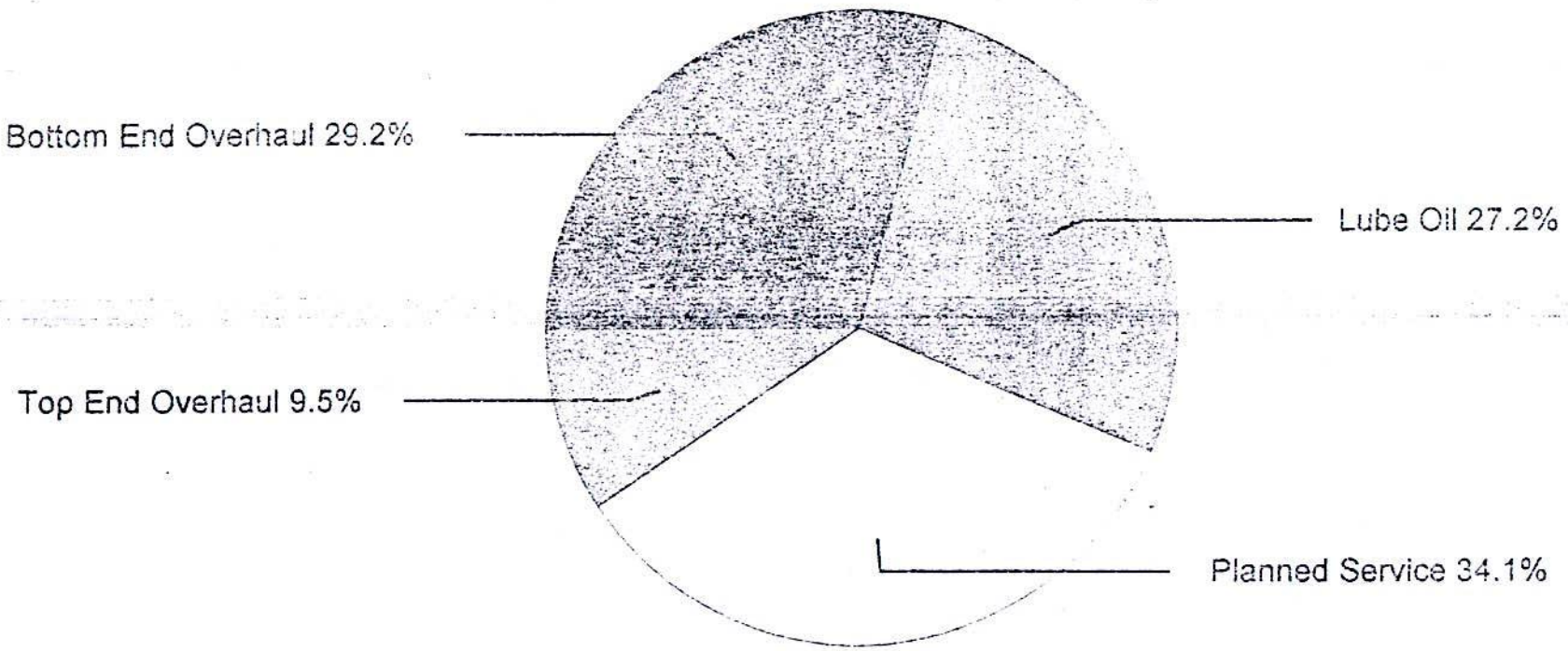
Engine Model: F11GSI 155 kWb @ 1,500 RPM

EMERGENCY SPARE PARTS

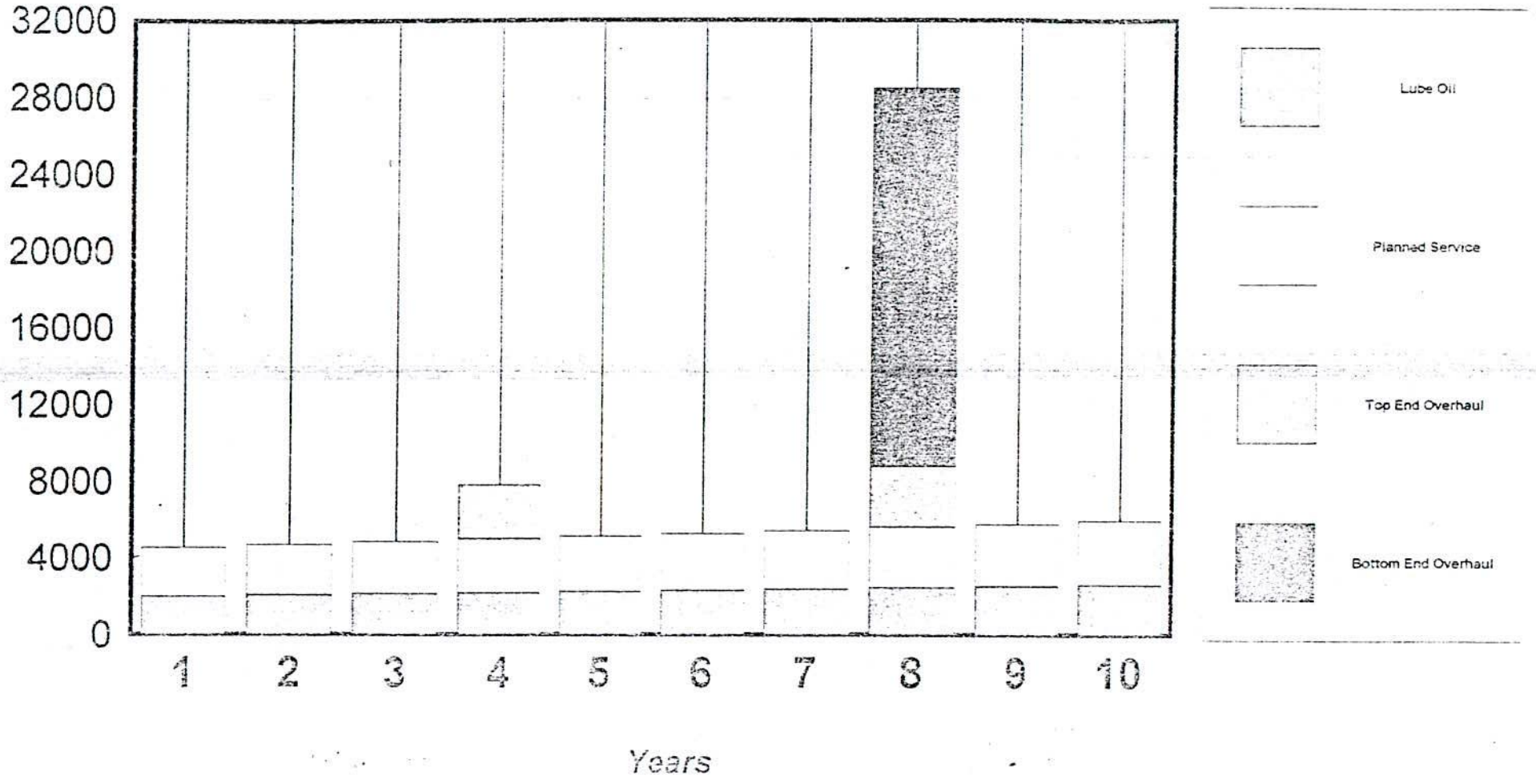
Part Number	Description	Quantity
209729T	Magneto, Altronic V	1
48766B	Disc, Mag. Drive	1
69694	Ignition Coil, STD	2
73904	Gasket, Magneto	1
932-272	Sleeve, Sgl., VSG	1
960-275	Kit, JW Pump, VSG	1
960-293	Kit, Aux Pump, VSG	1
977-62	Gasket, Sgl. Hd., VSG	1
A350961	Assy., Cyl. Head, VSG	1
FUELREG1	Kit, Repair Fisher 200	1
H211357D	Assy., H.T. Cable, F11GSI	1

Parts recommended to be on site for unexpected breakdowns of one engine
If not used during normal operation, they may be used during overhauls

Maintenance Costs



Annual Maintenance Costs
Combined Parts and Labor (excludes Fuel)



Monetary values on this chart are denominated in US Dollar

Engine Model:	F11GSI	
RPM:	1,500	
Site Load:	165	kWb
Rated Load:	100.00%	
Cooling System:	Standard	
Fuel Type:	Natural Gas	
Sulfur:	0	ppm
Oil Type:	Mineral Based	
Oil Consumption Rate:	0.0003	kg/kWb
Oil Filtration System:	Standard	
Operating	4,380	Hours per Year

Number of Units:	1	
Project Duration:	10	years
Inflation Rate:	3.00%	

Service Hours Interval's

Lube Oil Change:	720
Top End Overhaul:	16,000
Bottom End Overhaul:	32,000