



[EFICIENCIA
ENERGÉTICA]

Guía para la Calificación de Consultores en
EFICIENCIA ENERGÉTICA
EJEMPLOS PRÁCTICOS

[Santiago - Chile]

GUIA PARA LA CALIFICACION DE CONSULTORES EN EFICIENCIA ENERGETICA

Ejemplos Prácticos

Por encargo de:

Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH

Federico Fröbel 1776/1778, Providencia, Santiago, Chile

www.giz.de

Agencia Chilena de Eficiencia Energética (ACHEE)

Monseñor Sótero Sanz 221

Providencia, Santiago, Chile

www.acee.cl

Ministerio de Energía

Avenida Libertador Bernardo O'Higgins 1449

Edificio Santiago Downtown II, piso 14

Santiago, Chile

En el marco del proyecto

“Fomento de Eficiencia Energética” (Ministerio de Energía-PPEE/GIZ)

Coordinación: Comité Técnico

Preparado por:

Programa de Estudios e Investigaciones en Energía

Rebeca Matte N° 79, Santiago -Chile

(56-2) 9782077 / 9782387

www.prien.cl

ACLARACIÓN

El presente informe fue preparado por encargo del proyecto “Fomento de la Eficiencia Energética” implementado por el Programa País Eficiencia Energética (PPEE) del Ministerio de Energía y Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH. Sin perjuicio de ello, las conclusiones, opiniones y recomendaciones de los autores no necesariamente reflejan la posición del Gobierno de Chile o de GIZ. De igual forma, cualquier referencia a una empresa, producto, marca, fabricante u otro similar no constituye en ningún caso una recomendación por parte del Gobierno de Chile o de GIZ. Se autoriza la reproducción parcial o total, siempre y cuando se cite la fuente de referencia.

CONTENIDO

ACLARACIÓN	3
Contenido	4
Introducción y expectativas.....	5
1 Ejemplo de combustión y combustibles.....	6
1.1 Planteamiento y desarrollo del problema	6
1.2 Balance combustión estequiométrica	13
1.3 Balance combustión con exceso de aire	14
1.4 Composición másica y volumétrica de los gases de combustión.....	15
1.5 Cálculo calor específico (Cp) gases secos.....	17
2 Ejemplos de calderas y distribución de vapor	19
2.1 Ejemplo calderas con demanda variable de vapor	19
2.2 Ejemplo pérdidas de energía en líneas de distribución de vapor y análisis de costo de la energía en el sistema.....	31
3 Ejemplo de hornos industriales y evaluación económica.....	39
4 Ejemplo de refrigeración	46
5 Ejemplos de recuperación de calor de procesos	50
5.1 Ejemplo de recuperación de calor de baja temperatura: Bomba de calor	50
5.2 Ejemplo de recuperación de calor de alta temperatura	52
6 Ejemplo de cogeneración industrial	58
7 Ejemplo de instalaciones eléctricas y factor de potencia.....	61
8 Ejemplos de motores eléctricos y variadores de frecuencia:.....	66
8.1 Ejemplo compensación de factor de potencia y carga variable en sistemas de bombeo	66
8.2 Ejemplo de correa transportadora y variador de frecuencia	70
9 Ejemplo de equipos accionados por motores eléctricos y evaluación económica: pérdidas en un sistema de bombeo	77
10 Ejemplo de iluminación y evaluación económica.....	85
11 Ejemplo de evaluación económica proyecto eólico financiado con crédito	92

INTRODUCCIÓN Y ESPECTATIVAS

Este documento de “Ejemplos prácticos” - en adelante, Ejemplos - complementa la “Guía para calificación de consultores en Eficiencia Energética” 2010 - en adelante, la Guía.

Cada capítulo de Ejemplos está vinculado a un capítulo de la Guía, fácilmente identificable por su nombre. Los Ejemplos están inspirados o extraídos de situaciones reales que puede enfrentar un consultor en una industria, con distinto grado de dificultad y están presentados de distintas maneras, intentando representar las dificultades que se enfrentan al realizar una auditoría energética. Además, algunos de esos ejemplos cuentan con análisis y/o evaluación económica, lo cual se indica en el nombre del capítulo respectivo.

Este documento de Ejemplos prácticos y la Guía están elaborados para la realidad actual de la industria mediana y pequeña de Chile (año 2010), la cual debería ir mejorando en el tiempo, y por lo tanto, los consultores en eficiencia energética también deberán ir progresando y especializándose cada vez más. Los problemas de eficiencia energética que enfrenta la industria actualmente son problemas relativamente básicos; una vez que esté superado este nivel, los consultores en eficiencia energética se enfrentarán a ineficiencias cuya solución exigirá una mayor preparación y especialización, la que podría llegar incluso a requerir especialización a nivel de procesos. Por lo tanto, esta Guía y los Ejemplos prácticos deberán ser actualizados en unos años más y periódicamente, según los requerimientos de la eficiencia energética en la industria chilena.

Las preguntas de los exámenes de calificación tienen un grado de dificultad comparable a estos Ejemplos prácticos, pero con una extensión acorde al tiempo propio de un examen.

La presencia de ejemplos simples en algunos temas no significa que las preguntas de examen de ese tema serán así de simples, ya que se aspira a tener consultores de alto nivel para resolver correctamente las complejidades de la eficiencia energética en la industria chilena, y el examen será acorde a esa aspiración.

--- o ---

Finalmente queremos felicitar y agradecer al PPEE y la GIZ por la iniciativa y colaboración en el desarrollo de esta Guía, que esperamos cumpla su finalidad y sea fructífera.

1 EJEMPLO DE COMBUSTIÓN Y COMBUSTIBLES

1.1 PLANTEAMIENTO Y DESARROLLO DEL PROBLEMA

Descripción del problema

En el desarrollo de una auditoría energética en una industria química se desea evaluar la eficiencia energética de una serie de equipos en que se desarrollan procesos térmicos, en que la fuente de energía es la combustión de algún combustible. Las pérdidas de energía en dichos equipos se concentran en los gases de combustión y en las pérdidas de calor por radiación y convección desde las paredes al ambiente.

A continuación se presenta el caso de uno de esos equipos, el cual opera con petróleo Diesel calentando un producto muy viscoso a 180°C. Para cuantificar sus pérdidas de energía por los gases de combustión, se midió el consumo de combustible mientras se realizaba el análisis de los gases de combustión, cuyos resultados se sintetizan en la tabla siguiente:

Tabla 1.1: Análisis de gases y consumo de combustible

Variable	Unidad	Valor
Temperatura de gases	°C	215
Oxígeno	%v, base seca	10,2%
CO	ppm	248
Consumo combustible	lt/h	98,5
	Kg/h	83,6

Fuente: Elaboración propia

Con los datos de la tabla anterior más las propiedades del Diesel (composición, PCI y densidad) es posible calcular todas las pérdidas de energía de los gases de combustión; estas son las siguientes:

- Pérdida por calor sensible en el flujo de gases secos de combustión
- Pérdida de calor por humedad de los gases producto de la combustión del hidrógeno del combustible
- Pérdidas de calor debido a la humedad de los gases proveniente de la humedad del aire
- Combustión incompleta del carbono del combustible por presencia de CO en los gases
- El Diesel no contiene cenizas, por lo tanto, no existe esta componente de pérdida de energía en su combustión.
- Tampoco se registra hollín en los gases de combustión, por lo tanto, no hay pérdidas por combustible no quemado.

Hay dos posibilidades para realizar los cálculos asociados a cada una de estas pérdidas de energía:

- Cálculo aproximado (más breve):** considera usar valores típicos de propiedades del Diesel (composición, PCI, y densidad, por ejemplos los valores presentados en las tablas 5.1 y 5.3), valores tabulados para el aire estequiométrico (por ejemplo tabla 5.3, $A/C_{st} = 14,35\%$) y un gráfico para obtener el exceso de aire a partir del porcentaje de oxígeno medido en los gases de combustión (esto es posible por el pequeño contenido de CO en los gases de combustión, por ejemplo, el de la figura 5.1, del cual resulta aproximadamente un 90% de exceso de aire). El exceso de aire también se podría estimar aproximadamente como se mencionó en la sección 5.3, con dos ecuaciones

simples que permiten determinar el exceso de aire a partir de la medición de O₂ o CO₂ en los gases; sin embargo, dichas ecuaciones son válidas en ausencia de CO en los gases, es decir, cuando la combustión es completa, y para combustibles que no contengan O₂ entre sus constituyentes, que no corresponde a este caso.

- II. **Cálculo más preciso (más extenso):** considera realizar el análisis último del combustible para obtener su composición y determinación de su poder calorífico inferior y densidad en laboratorio; con el análisis último y el balance de la combustión estequiométrica del diesel (ver detalle en sección 18.1.2) es posible calcular más precisamente el aire requerido para la combustión y planteando la ecuación de la combustión con exceso de aire (ver detalle en 18.1.3) y usando los valores medidos en el análisis de gases, se determina el exceso de aire respectivo.

Dado que la empresa llevó a cabo el análisis último del combustible, **se opta hacer los cálculos más precisos** (además, esto sirve para ilustrar los cálculos que hay detrás de los valores tabulados y graficados que se usan habitualmente). El PCI es de 10.146 Kcal/kg y su densidad 0,849 kg/lit. En la tabla siguiente se presenta el análisis último del petróleo Diesel que usa la empresa:

Tabla 1.2: Análisis último Diesel

Componente	Símbolo	% peso	Peso molecular g/mol
Carbono	C	85,9%	12
Hidrógeno	H ₂	12,0%	2
Oxígeno	O ₂	0,7%	32
Nitrógeno	N ₂	0,5%	28
Azufre	S	0,5%	32
Agua	H ₂ O	0,4%	18

Cálculo de las pérdidas de energía en gases de combustión

A continuación se determina cada componente de pérdida de energía en los gases de combustión por kilogramo de combustible quemado. Luego se analizará las opciones de reducir estas pérdidas de energía.

Pérdida por calor sensible en gases secos

Estas pérdidas se calculan mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{gs} \left[\frac{kcal}{kg_{Diesel}} \right] = m_{gs} \left[\frac{kg_{gs}}{kg_{Diesel}} \right] Cp_{gs} \left[\frac{kcal}{kg^{o}C} \right] (T_g - T_{ref}) [^{o}C]$$

El cálculo detallado del calor específico de los gases secos se presenta en la sección 18.1.5; aunque como estimación rápida podría usarse un valor entre 0,24 y 0,25 Kcal/(Kg^oC).

El caudal de gases secos por kg de Diesel se puede calcular de dos maneras:

1. La manera más sencilla es a partir del balance de masa básico entre aire, combustible y gases de combustión, restando de los gases el vapor de agua que se produce por la combustión del hidrógeno. Esto requiere primeramente el aire requerido para la combustión estequiométrica y el exceso de aire.

El detalle de los cálculos de aire requerido para la combustión estequiométrica y exceso de aire se presentan más adelante en las secciones 1.2 y 1.3, respectivamente; los resultados respectivos son: aire estequiométrico $(A/C)_{st} = 14,137 \text{ kg}_{\text{aire}_\text{seco}}/\text{kg}_{\text{Diesel}}$; exceso de aire = 90,9%

$$m_{gs} \left[\frac{\text{kg}_{\text{gs}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = \left[1 + m_{as} \left[\frac{\text{kg}_{\text{aire}_\text{seco}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] \right] - 9 * \%H_2^{\text{peso}}$$

$$m_{as} \left[\frac{\text{kg}_{\text{aire}_\text{seco}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = (A/C)_{st} \left[\frac{\text{kg}_{\text{aire}_\text{seco}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] * (1 + e)$$

$$m_{as} = 14,137 * (1 + 0,909) = 26,9875 \left[\frac{\text{kg}_{\text{aire}_\text{seco}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right]$$

$$m_{gs} = [1 + 26,9875] - 9 * 0,12$$

$$m_{gs} = 26,9075 \left[\frac{\text{kg}_{\text{gs}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right]$$

2. La otra forma de hacer el cálculo es usando los resultados de la composición másica de los productos de la combustión del Diesel con exceso de aire (ver sección 18.1.4), particularmente, la masa de los productos secos por kilogramo de Diesel, es decir:

$$m_{gs} \left[\frac{\text{kg}_{\text{gs}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = m_{CO_2} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] + m_{CO} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] + m_{SO_2} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] + m_{O_2} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] + m_{N_2} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right]$$

$$m_{gs} \left[\frac{\text{kg}_{\text{gs}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = 3,1462 + 0,0063 + 0,01 + 2,9626 + 20,7854$$

$$m_{gs} = 26,9105 \left[\frac{\text{kg}_{\text{gs}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right]$$

Se usará el valor obtenido por el método 2 indicado. Finalmente, la pérdida por calor sensible en gases secos es la siguiente:

$$Q_{gs} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = 26,9105 \left[\frac{\text{kg}_{\text{gs}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] * 0,243 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right] * (215 - 20) [^{\circ}\text{C}]$$

$$Q_{gs} = 1.275,15 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right]$$

Pérdida de calor en el vapor de agua proveniente del hidrógeno del combustible:

El cálculo respectivo se realiza con la siguiente ecuación, donde “% H_2^{peso} ” corresponde al contenido de hidrógeno del combustible. Se utilizará una aproximación para el calor latente a la presión parcial del vapor de agua en los gases de combustión (584 Kcal/kg H_2O), en rigor, primero habría que calcular la respectiva presión parcial para luego obtener el calor latente.

$$Q_{H_2} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = 9 \left[\frac{\text{kg}_{H_2O}}{\text{kg}_{H_2}} \right] * \%H_2^{\text{peso}} \left(584 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{H_2O}} \right] + C_p^{\text{vapor}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right] (T_g - T_{ref}) [^{\circ}\text{C}] \right)$$

$$Q_{H_2} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = 9 * 0,12 (584 + 0,45(215 - 20))$$

$$Q_{H_2} = 725,49 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right]$$

Pérdida de calor por vapor de agua proveniente de la humedad del aire:

El contenido de humedad del aire ($H_{\text{aire}} = 0,009 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aire_seco}}$) se obtiene de un diagrama psicrométrico del aire para una temperatura ambiente de 20°C y una humedad relativa de 60%. El caudal de aire seco (m_{as}) por kilogramo de Diesel fue calculado anteriormente a partir del aire estequiométrico y el exceso de aire.

$$Q_{H_2O}^{\text{aire}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = m_{\text{as}} \left[\frac{\text{kg}_{\text{aire_seco}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] * H_{\text{aire}} \left[\frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{aire_seco}}} \right] * C_{p_{H_2O}^{\text{vapor}}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right] (T_g - T_{\text{ref}}) [^{\circ}\text{C}]$$

$$Q_{H_2O}^{\text{aire}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = 26,9875 * 0,009 * 0,45 * (215 - 20)$$

$$Q_{H_2O}^{\text{aire}} = 21,31 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right]$$

Pérdida de calor por combustión incompleta del carbono:

La pérdida de calor por combustión incompleta se calcula con la siguiente ecuación, en donde 8.084 Kcal/kg_{carbono} corresponde al calor que libera la combustión completa del carbono al producir CO₂ y 2.430 Kcal/kg_{carbono} corresponde al calor que libera la combustión incompleta del carbono al producir CO. “%C^{peso}_{Diesel}” es el contenido de carbono del Diesel.

$$Q_{CO} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = \%C_{\text{Diesel}}^{\text{peso}} * \frac{\%CO^{\text{molar}}}{\%CO_2^{\text{molar}} + \%CO^{\text{molar}}} * (8.084 - 2.430) \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{carbono}}} \right]$$

$$Q_{CO} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = 0,859 * \frac{0,000248}{0,07885 + 0,000248} * 5.654$$

$$Q_{CO} = 15,23 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right]$$

Tabla resumen pérdidas de energía por los gases de combustión

En el cuadro siguiente se resumen las pérdidas de la combustión y se presenta la eficiencia de la combustión y el valor absoluto de cada pérdida para el consumo Diesel del equipo 83,6 kg/h y porcentual respecto al poder calorífico inferior del Diesel de 10.146 Kcal/kg.

Tabla 1.3: Pérdidas gases y eficiencia de la combustión

Ítem de pérdida	Pérdida de energía gases		
	Kcal/kg _{Diesel}	Kcal/h	%PCL
Q_{gs}	1.275,15	106.603	12,57%
Q_{H_2}	725,49	60.651	7,15%
$Q_{H_2O}^{\text{aire}}$	21,31	1.782	0,21%
Q_{CO}	15,23	1.273	0,15%
Total	2.037,18	170.308	20,08%
$\eta_{\text{Combustión}}$			79,92%

Fuente: Elaboración propia

Los resultados de este cálculo, particularmente la pérdida debido a la humedad del aire, conducen a que sea común despreciar tal componente de pérdida. Por otro lado, para que la pérdida por CO comience a

aproximarse al 1,0%, se requieren miles de ppm de concentración en los gases, ante lo cual, dicho cálculo también puede obviarse para concentraciones de algunas centenas de ppm.

En este equipo, la causa más importante de las pérdidas de energía corresponde al abundante exceso de aire que se está empleando en la combustión (90%, respecto a un óptimo en torno a 20%), y dado que aun así, se está produciendo CO, el quemador no sólo requiere ajuste del exceso de aire, sino que debe ser revisado en detalle y tal vez reparado o reemplazado si fuese necesario.

A continuación se presenta el balance de energía completo del equipo y luego se estima la pérdida de energía asociada el exceso de aire.

Luego, esta pérdida de energía representa un 4,6% de la energía aportada por el combustible en el equipo; el cálculo es coherente con la estimación anterior usando el gráfico.

Balance de energía del equipo

Las pérdidas de energía del equipo corresponden a las pérdidas por los gases de combustión y a las pérdidas por radiación y convección por la superficie exterior del equipo. En la tabla siguiente se presenta el balance de energía del equipo para el consumo de Diesel de 98,5 lt/h (83,6 kg/h); la energía útil del equipo se estimó por diferencia a partir de la energía aportada por el combustible menos las pérdidas de energía del equipo:

Tabla 1.4: Balance de energía el equipo

Ítem	Valor	
	Kcal/h	%
Pérdida por gases de combustión	170.308	20,08%
Pérdidas por radiación y convección	29.687	3,50%
Calor útil producto del equipo	648.210	76,42%
Calor aportado por el combustible	848.206	100,00%

Fuente: Elaboración propia

Claramente las pérdidas de energía más importantes están en los gases de combustión; la opción para reducir esta pérdida de energía es reducir el exceso de aire, lo cual será cuantificado.

Estimación pérdida de energía por demasiado exceso de aire

Estimación rápida:

Esta pérdida de energía puede estimarse usando gráficos como el siguiente, respecto a un exceso de aire de 20% para la combustión de Diesel, lo que es equivalente al ahorro posible de obtener al reducir el exceso de aire desde 90% a 20%; las líneas rojas de la figura indican la forma de usar el gráfico, resultando un ahorro de combustible de aproximadamente 5%:

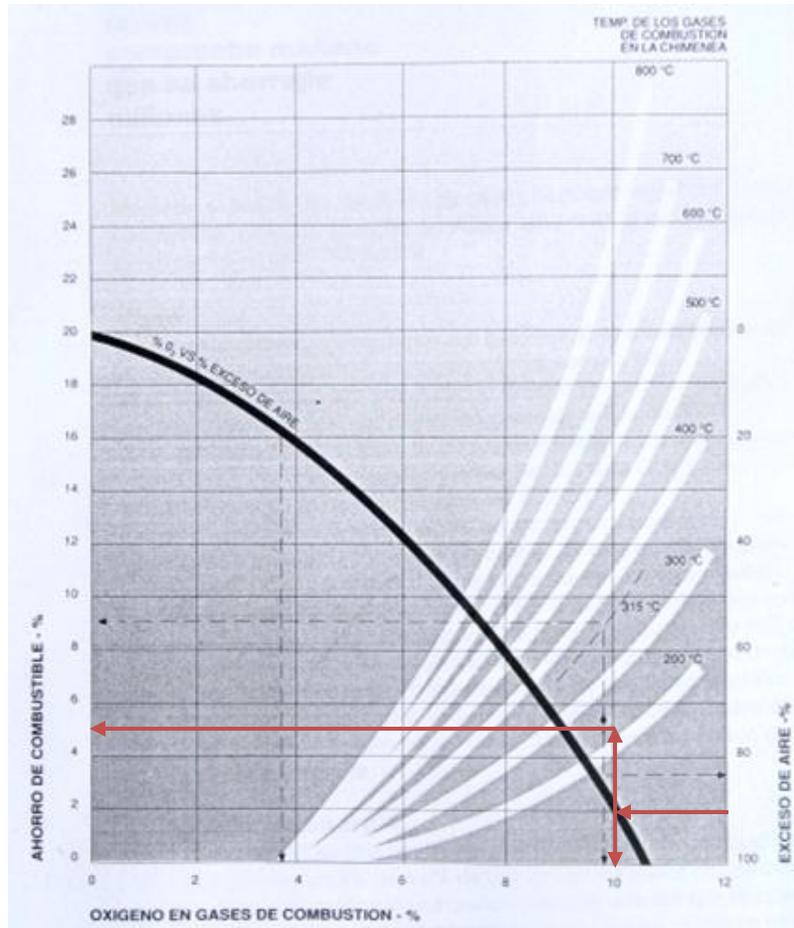


Figura 1.1: Ahorro de Diesel al reducir el exceso de aire a 20%
 Fuente: Manual de economía de combustible COPEC

Estimación mediante cálculo:

La cantidad de aire en demasía utilizado en la combustión se puede estimar con la ecuación siguiente, donde la “comilla simple” como superíndice (‘) denota el aire correspondiente a un exceso de aire de 20%, H_{aire} es el contenido de humedad del aire:

$$\Delta m_{aire} \left[\frac{kg_{aire}}{kg_{Diesel}} \right] = \left(m_{as} \left[\frac{kg_{aire_seco}}{kg_{Diesel}} \right] - m'_{as} \left[\frac{kg_{aire_seco}}{kg_{Diesel}} \right] \right) * \left(1 + H_{aire} \left[\frac{kg_{H_2O}}{kg_{aire_seco}} \right] \right)$$

$$m'_{as} \left[\frac{kg_{aire_seco}}{kg_{Diesel}} \right] = (A/C)_{st} \left[\frac{kg_{aire_seco}}{kg_{Diesel}} \right] * (1 + e')$$

$$m'_{as} \left[\frac{kg_{aire_seco}}{kg_{Diesel}} \right] = 14,137 * (1 + 0,2)$$

$$m'_{as} = 16,9644 \left[\frac{kg_{aire_seco}}{kg_{Diesel}} \right]$$

$$\Delta m_{aire} \left[\frac{kg_{aire}}{kg_{Diesel}} \right] = (26,9105 - 16,9644) * (1 + 0,009)$$

$$\Delta m_{\text{aire}} = 10,04 \left[\frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right]$$

La pérdida de energía asociada a este flujo de aire adicional puede estimarse de manera aproximada considerando que parte de la energía aportada por el combustible se gastó en calentar dicho aire desde la temperatura ambiente hasta 215°C.

$$\dot{Q}_{\Delta\text{aire}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = \dot{m}_{\text{Diesel}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] * \Delta m_{\text{aire}} \left[\frac{\text{kg}_{\text{aire}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] * C_{p_g} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right] * (T_g - T_{ref}) [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{Q}_{\Delta\text{aire}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = 83,6 * 10,04 * 0,24 * (215 - 20)$$

$$\dot{Q}_{\Delta\text{aire}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = 39.281 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

Finalmente, el ahorro de combustible respectivo se calcula de la siguiente manera:

$$Q_{\Delta\text{aire}} [\%] = \frac{\dot{Q}_{\Delta\text{aire}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]}{\dot{m}_{\text{Diesel}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \cdot \text{PCI}_{\text{Diesel}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]} \cdot 100\% = \frac{39.281 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]}{83,6 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] \cdot 10.165 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \right]} \cdot 100\% = 4,6\%$$

Comentario: Este resultado es coherente con la estimación hecha a partir del gráfico anterior.

Análisis y conclusiones del caso

Este equipo corresponde a un equipo de proceso en el cual se calienta un producto a 180°C y tal vez el equipo opera con alto exceso de aire para lograr una menor temperatura de llama, ya que puede ser que por el diseño del equipo, una mayor temperatura de llama afecte negativamente al producto procesado.

En la tabla siguiente se presenta la temperatura de llama para distintos excesos de aire en la combustión del Diesel; la temperatura de llama para un exceso de aire de 90°C fue extrapolada; la tabla permite apreciar lo la reducción de la temperatura de llama al aumentar el exceso de aire.

Tabla 1.5 Reducción de la temperatura por aumento de exceso de aire

Exceso de Aire %	Temperatura de llama °C
0	2.080
20	1.870
50	1.630
80	1.450
(*) 90	1.408

(*) Valor extrapolado de los valores anteriores

Fuente: Fichas técnicas Industria III, Quemadores, 1995, CONAE

Si tal fuese el caso de este equipo de proceso, habría que evaluar una menor reducción del exceso de aire, por ejemplo, pasar de 90% a 50% y no a 20% de exceso de aire como se ha calculado; en tal caso el ahorro de combustible respectivo podría estar en torno al 2,0%.

En caso que sea un error de operación el alto exceso de aire actual, el equipo tal vez podría operar en buenas condiciones al optimizar el exceso de aire en 20%, sin afectar negativamente el proceso, con un

ahorro de energía estimado en 4,6%. Este ahorro es significativo, incluso tiene una magnitud superior a las actuales pérdidas de energía por radiación y convección que representan el 3,5% (estas también podrían reducirse con una mejor aislación térmica para estar en torno al 1,0%).

Cualquiera sea el caso, el quemador requiere una revisión y ajuste para lograr una combustión completa, e incluso tal vez requiera ser reemplazado, ya que actualmente hay presencia de CO en los gases de combustión (248 ppm), a pesar del altísimo exceso de aire; esto es necesario de hacer aun cuando la pérdida energía asociada es pequeña (0,15%).

Finalmente se concluye que la decisión del ajuste del exceso de aire en este equipo requiere un estudio más profundo para conocer a ciencia cierta las causas o motivos del elevado exceso de aire en el equipo, se requiere conocer en profundidad la física y química del proceso y sus requerimientos energéticos, las condiciones de operación del equipo y también su diseño.

--- 0 ---

1.2 BALANCE COMBUSTIÓN ESTEQUIOMÉTRICA

A continuación se presentan los cálculos necesarios para determinar el aire requerido para la combustión estequiométrica. Además, los cálculos a realizar permiten verificar si el analizador de gases está bien calibrado y mide correctamente, ya que dicho tipo de instrumento requiere calibración después de un tiempo de uso y vienen seteados con cierta composición para cada combustible.

Los componentes que tienen reacciones de combustión son C, H₂ y S:

$C + O_2 \rightarrow CO_2$	$2H_2 + O_2 \rightarrow 2H_2O$	$S + O_2 \rightarrow SO_2$
$12 \left[\frac{g}{mol} \right] + 32 \left[\frac{g}{mol} \right] \rightarrow 44 \left[\frac{g}{mol} \right]$	$4 \left[\frac{g}{mol} \right] + 32 \left[\frac{g}{mol} \right] \rightarrow 36 \left[\frac{g}{mol} \right]$	$32 \left[\frac{g}{mol} \right] + 32 \left[\frac{g}{mol} \right] \rightarrow 64 \left[\frac{g}{mol} \right]$
Dividiendo por 12 [g/mol]:	Dividiendo por 4 [g/mol]:	Dividiendo por 32 [g/mol]:
$1 + 32/12 \rightarrow 44/12$	$1 + 32/4 \rightarrow 36/4$	$1 + 32/32 \rightarrow 64/32$
$1 + 2,67 \rightarrow 3,67$	$1 + 8 \rightarrow 9$	$1 + 1 \rightarrow 2$
Incorporando el % en peso de C del Diesel en la ecuación:	Incorporando el % en peso de H ₂ del Diesel en la ecuación:	Incorporando el % en peso de S del Diesel en la ecuación:
$0,859C + 2,67 * 0,859 O_2 \rightarrow 3,67 * 0,859 CO_2$	$0,12 H_2 + 8 * 0,12 O_2 \rightarrow 9 * 0,12 H_2O$	$0,005 S + 0,005 O_2 \rightarrow 0,005 * 2 SO_2$
$0,859 C + 2,2935 O_2 \rightarrow 3,1525 CO_2$	$0,12 H_2 + 0,96 O_2 \rightarrow 1,08 H_2O$	$0,005 S + 0,005 O_2 \rightarrow 0,01 SO_2$

Luego, el oxígeno total requerido para quemar 1 kg de Diesel es:

$$2,2935 + 0,96 + 0,005 = 3,2585 \left[\frac{kgO_2}{kgDiesel} \right]$$

Sin embargo, 1 kg de este Diesel ya contiene 0,7 kg de oxígeno, por lo tanto la cantidad de oxígeno en el aire requerido para la combustión de 1kg de Diesel es de:

$$3,2585 - 0,007 = 3,2515 \left[\frac{kg_{O_2}}{kg_{Diesel}} \right]$$

El aire contiene 0,23% en peso de oxígeno, por lo tanto, el aire requerido para la combustión estequiométrica de 1 kg de Diesel es:

$$(A/C)_{st} = \frac{3,2515 \left[\frac{kg_{O_2}}{kg_{Diesel}} \right]}{0,23 \left[\frac{kg_{O_2}}{kg_{aire}} \right]} = 14,137 \left[\frac{kg_{aire_seco}}{kg_{Diesel}} \right]$$

1.3 BALANCE COMBUSTIÓN CON EXCESO DE AIRE

Para estimar el exceso de aire, es necesario estimar el volumen de gases en base seca a partir de la reacción de combustión del Diesel. Del análisis de gases se infiere que la combustión no es completa, dado que se está formando CO (248 ppm, ó 0,0248% volumen base seca). Se considerará aire a 20°C (T_{ref}) y 60% de humedad relativa (de la carta psicométrica del aire se obtienen $H_{aire} = 0,009 \text{ kg}_{H_2O} / \text{kg}_{aire_seco}$).

La reacción de combustión que se lleva a cabo para 1 kg de Diesel, balanceada para los reactantes y productos respectivamente, expresada en kilogramos de cada componente por kilogramo de Diesel, es la siguiente:

Reactantes:

$$(0,859 C + 0,005 S + 0,12 H_2 + 0,004 H_2O + 0,007 O_2 + 0,005 N_2) + (1 + e) * 14,137(0,23 O_2 + 0,77N_2 + 0,009H_2O)$$

Productos:

$$\rightarrow xCO_2 + yCO + 0,01 SO_2 + (0,007+3,2515e)O_2 + (10,8905 + 10,8855e)N_2 + 1,08 H_2O + 0,004 H_2O + (1 + e) * 14,137 * 0,009H_2O$$

De aquí se deduce la expresión para el volumen de gases secos: CO₂, CO, SO₂, O₂ y N₂; **ecuación (*)**:

$$\frac{x}{44} + \frac{y}{28} + \frac{0,01}{64} + \frac{0,007 + 3,2515e}{32} + \frac{10,8905 + 10,8855e}{28} = 0,023x + 0,0357y + 0,49038e + 0,3892$$

Escribiendo ahora el balance de carbono entre los reactantes y productos, considerando la presencia de CO en los gases de combustión:

$$x + y = 3,1525$$

Por último, la expresión para el porcentaje en volumen de oxígeno y monóxido de carbono en los gases secos deben corresponder a los valores medidos respectivos, resultando las siguientes ecuaciones:

Para el CO:

$$\frac{\frac{y}{28}}{0,023x + 0,035714y + 0,49038e + 0,3892} = 0,000248$$

Para el O₂:

$$\frac{\frac{0,007 + 3,2515e}{32}}{0,023x + 0,035714y + 0,49038e + 0,3892} = 0,102$$

Por lo tanto, resulta el siguiente sistema de ecuaciones:

$$x + y = 3,1525$$

$$-0,0000057x + 0,035705y - 0,0001216e = 0,0000965$$

$$-0,002346x - 0,003643y + 0,05158e = 0,03948$$

La solución es la siguiente:

- $x = 3,1462$: corresponde a los kg de CO₂ por kg de Diesel en los gases de combustión
- $y = 0,0063$: corresponde a los kg de CO por kg de Diesel en los gases de combustión
- $e = 0,909$: corresponde al exceso de aire de combustión (90,9%).

1.4 COMPOSICIÓN MÁSCICA Y VOLUMÉTRICA DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN

Composición máscica:

Reemplazando los resultados para x, y, e en la expresión para calcular el volumen de gases secos (**ecuación (*)**), se obtiene que la composición máscica de los gases de combustión es la siguiente:

$$m_{CO_2} = 3,1462 \left[\frac{\text{kg}}{\text{kgDiesel}} \right]$$

$$m_{CO} = 0,0063 \left[\frac{\text{kg}}{\text{kgDiesel}} \right]$$

$$m_{SO_2} = 0,01 \left[\frac{\text{kg}}{\text{kgDiesel}} \right]$$

$$m_{O_2} = 0,007 + 3,2515e = 0,007 + 3,2515 * 0,909 = 2,9626 \left[\frac{\text{kg}}{\text{kgDiesel}} \right]$$

$$m_{N_2} = 10,8905 + 10,8855e = 10,8905 + 10,8855 * 0,909 = 20,7854 \left[\frac{\text{kg}}{\text{kgDiesel}} \right]$$

Por lo tanto, el caudal total de gases secos corresponde a:

$$m_{gs} \left[\frac{\text{kggs}}{\text{kgDiesel}} \right] = m_{CO_2} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kgDiesel}} \right] + m_{CO} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kgDiesel}} \right] + m_{SO_2} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kgDiesel}} \right] + m_{O_2} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kgDiesel}} \right] + m_{N_2} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kgDiesel}} \right]$$

$$m_{gs} \left[\frac{\text{kg}_{\text{gs}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = 3,1462 + 0,0063 + 0,01 + 2,9626 + 20,7854$$

$$m_{gs} = 26,9105 \left[\frac{\text{kg}_{\text{gs}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right]$$

La fracción en masa de cada componente de los gases secos se calcula de la manera siguiente:

$$x_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{m_{gs}} = \frac{3,1462}{26,9105} = 0,117 \left[\frac{\text{kg}_{CO_2}}{\text{kg}_{\text{gs}}} \right] \text{ ó } 11,7\%$$

Análogamente se obtiene la fracción másica de los otros constituyentes:

$$x_{CO} = 0,000234 \left[\frac{\text{kg}_{CO}}{\text{kg}_{\text{gs}}} \right] \text{ ó } 0,0234\% \qquad x_{O_2} = 0,1101 \left[\frac{\text{kg}_{O_2}}{\text{kg}_{\text{gs}}} \right] \text{ ó } 11,01\%$$

$$x_{SO_2} = 0,00037 \left[\frac{\text{kg}_{SO_2}}{\text{kg}_{\text{gs}}} \right] \text{ ó } 0,037\% \qquad x_{N_2} = 0,7724 \left[\frac{\text{kg}_{N_2}}{\text{kg}_{\text{gs}}} \right] \text{ ó } 77,24\%$$

Composición volumétrica:

Luego el volumen de gases secos por kg de Diesel queda expresando en por la ecuación siguiente:

$$v_{gs} \left[\frac{\text{moles}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = v_{CO_2} + v_{CO} + v_{SO_2} + v_{O_2} + v_{N_2}$$

$$v_{gs} \left[\frac{\text{moles}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = \frac{3,1462}{44} + \frac{0,0063}{28} + \frac{0,01}{64} + \frac{0,007 + 3,2515 * 0,909}{32} + \frac{10,8905 + 10,8855 * 0,909}{28}$$

$$v_{gs} \left[\frac{\text{moles}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = 0,0715 + 0,000225 + 0,000156 + 0,09258 + 0,7423$$

$$v_{gs} \left[\frac{\text{moles}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = 0,906761 \left[\frac{\text{moles}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right]$$

A continuación se presentan las fracciones molares o porcentaje en volumen de cada constituyente de los gases secos:

Porcentaje en volumen de CO₂

El resultado obtenido es coherente con el exceso de aire empleado:

$$\%CO_2^{molar} = \frac{v_{CO_2} \left[\frac{\text{moles}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right]}{v_{gs} \left[\frac{\text{moles}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right]} = \frac{0,0715}{0,906761} = 0,07885 \Rightarrow 7,885\%$$

Porcentaje en volumen de CO

El resultado del cálculo es plenamente coherente con el valor medido:

$$\%CO^{molar} = \frac{v_{CO} \left[\frac{\text{moles}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right]}{v_{gs} \left[\frac{\text{moles}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right]} = \frac{0,000225}{0,906761} = 0,000248 \Rightarrow 0,0248\% \text{ ó } 248 \text{ ppm}$$

Porcentaje en volumen de SO₂

El resultado obtenido es coherente con el exceso de aire empleado:

$$\%SO_2^{molar} = \frac{v_{SO_2} \left[\frac{\text{moles}}{\text{kgDiesel}} \right]}{v_{gs} \left[\frac{\text{moles}}{\text{kgDiesel}} \right]} = \frac{0,000156}{0,906761} = 0,000172 \Rightarrow 0,0172\% \text{ ó } 172 \text{ ppm}$$

Porcentaje en volumen de O₂

El resultado del cálculo es plenamente consistente con el valor medido:

$$\%O_2^{molar} = \frac{v_{O_2} \left[\frac{\text{moles}}{\text{kgDiesel}} \right]}{v_{gs} \left[\frac{\text{moles}}{\text{kgDiesel}} \right]} = \frac{0,09258}{0,906761} = 0,102 \Rightarrow 10,2\%$$

Porcentaje en volumen de N₂

El resultado del cálculo es plenamente consistente con el valor medido:

$$\%N_2^{molar} = \frac{v_{N_2} \left[\frac{\text{moles}}{\text{kgDiesel}} \right]}{v_{gs} \left[\frac{\text{moles}}{\text{kgDiesel}} \right]} = \frac{0,7423}{0,906761} = 0,8186 \Rightarrow 81,86\%$$

Nota: la suma total es 0,99987; sólo por aproximaciones decimales no da exactamente 1,00.

Ahora es posible calcular las distintas componentes de pérdidas de energía a través de los gases de la combustión de Diesel en este equipo.

1.5 CÁLCULO CALOR ESPECÍFICO (C_p) GASES SECOS

El calor específico de los gases secos (C_{p_{gs}}) se calcula a partir del calor específico de cada gas constituyente de los productos secos de combustión, tomando en cuenta su fracción másica en los gases secos, es decir:

$$Cp_{gs} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right] = \sum_i x_i \left[\frac{\text{kg}_i}{\text{kg}_{gs}} \right] \cdot Cp_i \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right]$$

En la tabla siguiente se presenta el valor del Cp para los principales constituyentes de los gases de combustión (como una aproximación), a la temperatura media entre T_e=215°C y T_{ref}=20°C, es decir, 117,5°C.

Tabla 1.6: Estimación Cp gases secos de combustión

Componente	Cp(T _m = 117,5°C) kcal/ kg _i K	x _i Kg _i /kg _{gs}	Cp Kcal/Kg _{gs} K
CO ₂	0,222	0,117	0,026
O ₂	0,224	0,1101	0,025
N ₂	0,249	0,7724	0,192
Resultado		0,9995	0,243

Fuente: Elaboración propia

El resultado obtenido para el Cp de los gases secos evidencia el motivo de comúnmente aproximarlo al Cp del aire a la temperatura media de los gases de combustión (un valor entre 0,24 y 0,25 Kcal/ (Kg°C)).

2 EJEMPLOS DE CALDERAS Y DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

2.1 EJEMPLO CALDERAS CON DEMANDA VARIABLE DE VAPOR

Información levantada para el diagnóstico

La empresa toma conciencia de la importancia y beneficios de la eficiencia energética, investiga un poco y descubre que su consumo es bastante superior a los estándares internacionales. Entonces decide contratar un consultor y hacer una auditoría energética preliminar de su principal foco de consumo de energía: el sistema de generación, distribución y consumo de vapor: su gasto energético es en un 87% combustible

El consultor levanta la siguiente información de proceso relacionada al consumo de combustible, la cual se explicita y analiza para realizar una buena auditoría y para que los ingenieros de la contraparte comprendan la problemática energética.

Información general:

- La planta opera de lunes a viernes en tres turnos de 8 horas y se detiene por 3 semanas al año por mantenimiento y vacaciones, es decir, aproximadamente 5.880 hrs/año (245 d/a * 24 h/d).
- Las compras de petróleo diesel se realizan cuando es necesario; no se dispone de registros de consumo mensual ni horario, sólo se estima un consumo anual 1.250 m³/año, resultando un promedio de 5.102 lt/día.
- Para el diesel se considerará PCI 10.165 Kcal/kg y densidad 0,85 kg/lt.

Información de proceso:

- Las etapas del proceso de producción son: dosificación de materias primas, mezcla, moldeo, fragua, dimensionado del producto, curado en autoclaves, embalaje.
- Los procesos que consumen vapor son: mezcla, fragua y curado; se estima que el curado concentra más del 90% del consumo de vapor; entonces se decide enfocar la auditoría en dicho proceso.
- El proceso de curado se lleva a cabo en 5 autoclaves iguales; el proceso requiere de aproximadamente 11 horas con vapor saturado a 10 bar; los bloques ingresan a los autoclaves a una temperatura de 85°C sobre carros, debido a reacciones químicas exotérmicas del proceso de fragua y al sistema de control de temperatura en dicho proceso. En el proceso de curado en autoclaves ocurren otras reacciones exotérmicas en el material que aportan cualidades al producto terminado.
- El material en el interior de los autoclaves absorbe parte de la humedad del vapor que condensa y el resto del condensado es descargado por trampas de vapor a una red de recuperación dirigida a la zona de mezcla de materias primas.
- En un día de producción normal se llevan a cabo en torno a 7 procesos de curado.
- Las dimensiones de los autoclaves son: 2,1 mt de diámetro y 45 mt de largo; cuentan con aislamiento térmico de lana mineral de 100 mm de espesor, recubierto con zinc alum y están expuestos a una brisa (esto hace mayores las pérdidas por convección respecto a zonas sin viento).

Información de la planta térmica:

- La planta cuenta con una caldera de servicio y una de respaldo, pero no se conocen datos de potencia térmica y capacidad de la caldera.
- Las calderas cuentan con instrumental básico de operación en buenas condiciones, el presóstato de la caldera está seteado en 10 barg, según indica el manómetro; la chimenea no cuenta con indicador de temperatura.
- El sistema de agua de alimentación de calderas consiste en ablandadores y un estanque de agua blanda, ingresando fría a la caldera; no existe retorno de condensado a las calderas porque se contamina con material sólido del proceso de fabricación desarrollado en autoclaves; sin embargo el condensado se utiliza en el proceso de mezcla de materias primas, pero a una temperatura menor a la que se producido.
- La calidad del agua de alimentación y del agua de la caldera, al parecer, están bien controlados por el operador y el proveedor del sistema de tratamiento; los registros en cada turno de sus parámetros de control están en los rangos correspondientes; la purga es de fondo y se realiza en forma manual.

Información de la red de distribución de vapor:

- Toda la red de distribución de vapor se aprecia en buenas condiciones: buen aislamiento térmico, trampas de vapor bien ubicadas y en buenas condiciones, no se observan fugas de vapor.
- Se hizo un levantamiento del trazado: el ramal principal corresponde a una cañería de 3" que se extiende por 150 mt entre la sala de calderas y la zona de autoclaves; todo el tramo cuenta con aislamiento térmico en lana mineral de 50 mm de espesor recubierto con zinc alum y están cubiertos protegido contra la lluvia. Los autoclaves están ubicados en una misma zona, sus líneas de alimentación son de 1,5" y tienen una extensión de 20 mt por autoclave.

Metodología de trabajo para realizar el diagnóstico

Con el objeto de llevar a cabo el balance de energía de la caldera y del proceso de curado, determinar la eficiencia de la caldera, estimar ítems de consumo de vapor en el proceso de curado y pérdidas de energía en todo el sistema, considerando el nivel de información disponible, el presupuesto y plazo para llevar a cabo la auditoría, se procede de la manera siguiente:

- A. Se requiere conocer la **producción de vapor de la caldera y las condiciones de operación de la caldera**, por ello se decide llevar a cabo las siguientes mediciones durante 24 horas, registrando la producción de la fábrica durante ese día, y a la vez se registrada el momento en que cada autoclave entra en operación.
 - Consumo de agua de alimentación de caldera: se registra midiendo el nivel del estanque de agua de alimentación de la caldera a intervalos de media hora contra reloj; se considerará equivalente a la producción de vapor de la caldera.
 - Simultáneamente a la medición anterior, se medirá la temperatura de gases de combustión en la chimenea de la caldera, ya que es la variable más importante para diagnosticar la condición de operación de la caldera, junto con la concentración de oxígeno y CO. Previamente a esta medición se identifica que el quemador es de dos etapas: opera con llama baja y llama alta.

B. Determinación de consumos de vapor del proceso de curado:

- El proceso de curado es relativamente largo, de casi medio día; el consultor distinguirá tres fases de consumo de vapor para realizar el balance de energía de este equipo: 1) la primera fase corresponde al calentamiento inicial y humectación de la carga, un proceso transiente que se estima podría requerir 1 hora; 2) la segunda fase consiste en el mantenimiento de la temperatura de proceso en régimen permanente, donde el consumo de vapor se debe principalmente a la compensación de las pérdidas de calor por las paredes de los autoclaves y esto ocurre durante aprox. 9 horas; 3) la fase final, también transiente, corresponde a la descompresión de autoclaves y descarga del material, lo cual tarda aproximadamente 1 hora. Se estimará el consumo de vapor asociado a cada una de estas fases para un autoclave.

- C. Estimación de pérdidas de calor en la distribución de vapor:** dado el excelente estado de las líneas, simplemente se estimará en un 1% del calor generado en la caldera.

Resultados

Medición de agua de alimentación caldera

En la figura siguiente está graficado el consumo de agua de alimentación de la caldera; se observa claramente que la caldera opera en un amplio rango de carga variable, entre aproximadamente 300 kg/h y 6.000 kg/h de producción de vapor; las calderas son menos eficientes a carga muy bajas. Ante estos resultados, se deberá evaluar la eficiencia de la caldera a cargas parciales.

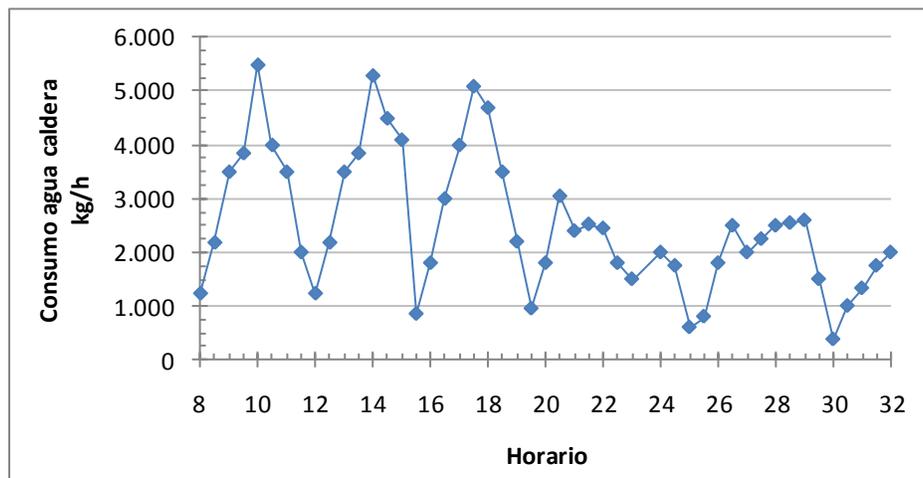


Figura 2.1: Perfil de consumo de agua caldera

Fuente: Elaboración propia

Al observar el perfil de consumo de agua de la caldera, equivalente a su producción de vapor, surge la pregunta por el motivo de las fluctuaciones en la demanda de vapor.

Para responder esta pregunta fue necesario informarse más de los procesos, esa información se cruzó con los registros de operación de los autoclaves durante las mediciones en la caldera y el resultado de ese análisis es el siguiente:

- Cada autoclave es independiente en el inicio del proceso de curado y no existe programación de alguna secuencia de partida de autoclaves.
- A veces ocurre que varios autoclaves comienzan a operar casi simultáneamente, produciéndose un aumento brusco en la demanda de vapor, ya que la fase de inicial del proceso es la de mayor consumo de vapor.
- También sucede que hay periodos en que todos los autoclaves están en régimen permanente por periodos más prolongados a los medidos en esta ocasión.

Análisis de gases en caldera

Respecto a las mediciones de temperatura en la chimenea de la caldera, dados los resultados de la medición anterior, el análisis de gases se realizó en las distintas condiciones de operación del quemador: en las pruebas previas a las mediciones, se detecta que el quemador opera en forma intermitente con ciclos de encendido/apagado en llama alta y encendido/apagado en llama baja.

Durante la medición se observa que al apagarse el quemador, su sistema de seguridad hace un barrido con aire por 30 segundos; luego, antes de encender nuevamente hace un barrido de aire de 60 segundos, hecho que registra una cota inferior de temperatura en las mediciones en llama alta y llama baja. En el periodo de medición se registraron casi 100 encendidos del quemador en 24 horas, de lo cual resulta un promedio diario de 4 encendidos por hora.

La tabla siguiente resume los resultados de estas mediciones:

Tabla 2.1: Resultados análisis de gases caldera

Ítem	Unidad	Llama alta	Llama baja
Temperatura gases chimenea	°C	210	240
Temperatura aire chimenea	°C	175	185
Concentración de O ₂	%v secos	4,20%	5,45%
Exceso de aire	%	25%	35%
Concentración de CO	ppm secos	0,0	0,0

Fuente: Elaboración propia

Los resultados de temperatura de gases confirman que la caldera está en buenas condiciones y la ausencia de CO indica que la combustión es completa, aunque el exceso de aire está levemente alto; podría ajustarse el quemador a 20% en llama alta y 30% en llama baja, para ahorrar un poco de combustible.

Estimación de la eficiencia de la caldera

El conocimiento de que la caldera opera a carga variable en un amplio rango, conlleva a la necesidad de estimar su eficiencia en distintas condiciones de carga.

Se opta realizar un cálculo simplificado utilizando el método indirecto considerando las siguientes componentes de pérdidas de energía en la caldera (se despreciará el efecto de la humedad del aire, ya que es marginal en las pérdidas de energía):

- Calor sensible en los gases secos de combustión
- Calor en humedad de los gases por combustión del hidrógeno
- Pérdidas por radiación y convección desde la superficie de la caldera
- Calor sensible en la purga.

La relación aire/combustible estequiométrico del Diesel (A/C_{st}) se considera en $14,35 \text{ kg}_{\text{aire_seco}}/\text{kg}_{\text{Diesel}}$; y su concentración de hidrogeno en 12% en peso.

Se observó en terreno que la purga de la caldera siempre se hace de la misma manera, ya que el operador no visualiza que el equipo opera a carga variable, por lo tanto las pérdidas de calor por la purga y por radiación y convección mantienen un valor constante en cualquier condición de carga de la caldera.

Pérdidas de energía en gases de combustión

Los cálculos que se señalan a continuación se llevaron a cabo para la operación de la caldera en llama alta y llama baja. Primero se plantean todas las ecuaciones empleadas y luego se presentan los resultados en una tabla (Se usó 20°C como temperatura de referencia). Se usan valores estimados para el calor específico de los gases secos de combustión y del vapor en los gases y para el calor latente del vapor de agua en los gases.

Pérdida de calor en gases secos:

$$Q_{gs} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = m_{gs} \left[\frac{\text{kg}_{gs}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] * C_{p_{gs}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right] * (T_g - T_{ref}) [^{\circ}\text{C}]$$

$$m_{gs} \left[\frac{\text{kg}_{gs}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = \left[1 + m_{as} \left[\frac{\text{kg}_{\text{aire_seco}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] \right] - 9 * \%H_2^{peso}$$

$$m_{as} \left[\frac{\text{kg}_{\text{aire_seco}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = (A/C)_{st} \left[\frac{\text{kg}_{\text{aire_seco}}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] * (1 + e)$$

Pérdida de calor por vapor de agua de la combustión del hidrógeno del combustible:

$$Q_{H_2} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{\text{Diesel}}} \right] = 9 \left[\frac{\text{kg}_{H_2O}}{\text{kg}_{H_2}} \right] * \%H_2^{peso} \left(584 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_{H_2O}} \right] + C_{p_{H_2O}^{vapor}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right] (T_g - T_{ref}) [^{\circ}\text{C}] \right)$$

Tabla 2.2: Resultados cálculo de pérdidas de calor en gases de combustión

Ítem	Unidad	Llama alta	Llama baja
Cp promedio gases secos	Kcal/KgK	0,245	0,245
Cp vapor sobrecalentado en gases	Kcal/KgK	0,450	0,450
Calor latente vapor de agua en gases	Kcal/KgK	584,0	584,0
Cálculo de pérdidas en gases			
Caudal total de gases	$\text{kg}_{\text{gases}}/\text{kg}_{\text{Diesel}}$	18,938	20,373
Flujo de humedad en los gases	$\text{kg}_{H_2O}/\text{kg}_{\text{Diesel}}$	1,080	1,080
Caudal de gases secos	$\text{kg}_{\text{gases_secos}}/\text{kg}_{\text{Diesel}}$	17,858	19,293
Pérdida calor sensible en gases secos	Kcal/kg _{Diesel}	831,3	1.039,9
Pérdida calor por humedad en gases	Kcal/kg _{Diesel}	723,1	737,6
Pérdida energía gases	Kcal/kg_{Diesel}	1.554,3	1.777,5
	%	15,3%	17,5%
Eficiencia combustión	%	84,7%	82,5%

Fuente: Elaboración propia

Estos resultados confirman las buenas condiciones en que se está produciendo la combustión en la caldera; la eficiencia de la combustión en llama baja es menor debido al mayor exceso de aire, respecto a la llama alta, el que a su vez se traduce en una mayor temperatura de gases a la salida del equipo.

Pérdidas por radiación y convección:

Para determinar las pérdidas por radiación y convección de la caldera se hizo un levantamiento de sus dimensiones; luego se midió con un termómetro infrarrojo la temperatura en su manto cilíndrico, tapa posterior y frontis, cuyos resultados se presentan en la tabla siguiente:

Tabla 2.3: Mediciones de dimensiones y temperaturas superficie caldera

Ítem	Unidad	Valor
Largo caldera	mt	7,4
Diámetro caldera	mt	2,1
Temperatura manto cilíndrico	°C	50
Temperatura tapa posterior	°C	80
Temperatura frente	°C	70

Fuente: Elaboración propia

Para calcular estas pérdidas de calor se usa la Norma Oficial Mexicana NOM-009-ENER-1995, por lo cual usan las siguientes ecuaciones, que en este caso, su solución no requiere un proceso iterativo, ya que el cálculo se hace sólo a partir de la temperatura de superficie hacia el exterior, sin considerar lo que pasa entre esta superficie, el material aislante y la pared de acero de la caldera.

La tabla que sigue resume los resultados del cálculo final realizado con la ecuación siguiente; el detalle de los cálculos y las ecuaciones respectivas se presenta posteriormente:

$$\dot{Q}_{Rad \text{ y conv}} \left[\frac{kcal}{h} \right] = Sup[m^2] * q \left[\frac{W}{m^2} \right] * 0,86 \left[\frac{kcal}{Wh} \right]$$

Tabla 2.4: Resultados pérdidas de calor por radiación y convección caldera

Superficie	Área m ²	Pérdida unitaria Kcal/h / m ²	Pérdida de calor Kcal/h
Manto cilíndrico	48,8	181,8	8.876
Tapa posterior	3,5	418,1	1.448
Tapa frontal	3,5	336,4	1.165
Total			11.489

Es decir:

$$\dot{Q}_{Rad \text{ y conv}} = 11.489 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

Luego se expresará esta pérdida de energía en porcentaje, respecto de la energía aportada por el combustible a la caldera.

Tabla 2.5: Datos para cálculo de pérdidas de calor por radiación y convección

Datos	Unidad para cálculo	Nomenclatura	Valor
Superficie	m ²	Sup	Ver tabla anterior
Emisividad de la superficie exterior	adimensional	Ems	0,2 ⁽¹⁾
Temperatura superficie	K	T _{sup}	Ver tabla anterior
Temperatura de operación	K	T _{op}	T _{sup} ⁽²⁾
Velocidad del viento	m/h	v	0,0 m/s
Temperatura ambiente	K	T _a	20°C
Espesor del material aislante	m	esp	no se considera
Conductividad del aislante	W/(mK)	kais	Valor > 0, no se usa

(1) Valor para superficie reflectante

(2) Las ecuaciones se usan desde la superficie de la caldera hacia el exterior

Fuente: Elaboración propia

VARIABLES A CALCULAR:

- h_c: coeficiente de transferencia de calor por convección [W/m²K]
- h_r: coeficiente de transferencia de calor por radiación [W/m²K]
- h_s: coeficiente global de transferencia de calor [W/m²K]
- q: flujo de calor [W/m]
- T_{sc}: temperatura de iteración, en este siempre es igual a T_{sup} y T_{op}, [K]

Las ecuaciones se resuelven en el orden en que se plantean, la iteración comienza suponiendo un valor para la temperatura exterior del aislante, pero en este caso corresponde a la temperatura medida y no es necesario iterar:

$$h_c = 3,0075 * 1,79 * d_a^{-0,2} * \left(\frac{1,11}{T_{sup} + T_a - 510,44} \right)^{0,181} * (1,8 * (T_{sup} - T_a))^{0,266} * (1 + 7,9366 * 10^{-4} * v)^{0,5}$$

$$h_r = 0,9824 * 10^{-8} * Ems * \frac{T_a^4 - T_{sup}^4}{T_a - T_{sup}}$$

$$h_s = h_c + h_r$$

$$q = \frac{T_{op} - T_a}{\frac{esp}{k_{ais}} + \frac{1}{h_s}}$$

Y por último, en este caso:

$$q = \frac{T_{op} - T_a}{\frac{1}{h_s}} \quad \text{y} \quad T_{sc} = T_a + \frac{q}{h_s} = T_{sup}$$

Pérdidas por la purga de la caldera:

Para estimar la pérdida de calor por la purga, se requiere conocer el caudal purgado, temperatura del agua purgada, frecuencia y tiempo que dura la purga. El operador informa una purga de aproximadamente 10 segundos (± 3 purgas de 3 segundos c/u) cada hora del día (y noche).

El caudal de la purga se puede estimar mediante la ecuación de Bernoulli entre ambos lados de la válvula respectiva (de 4" de diámetro nominal ≈ 10 cm), ya que la presión estática del agua en la caldera se transforma completamente en energía cinética en la descarga de la válvula (se despreciarán las pérdidas de carga en la válvula y la diferencia de cota entre ambos lados de la válvula).

La ecuación de Bernoulli resultante es la siguiente:

$$P_{caldera} [Pa] = \frac{1}{2} \rho_{agua} \left[\frac{kg}{m^3} \right] * v \left[\frac{m}{s} \right]^2$$

$$v = \sqrt{2 * \frac{P_{caldera} \left[\frac{N}{m^2} \right]}{\rho_{agua} \left[\frac{kg}{m^3} \right]}} = \sqrt{2 * \frac{1000 \left[\frac{N}{m^2} \right]}{1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right]}} = 1,4 \left[\frac{m}{s} \right]$$

Ahora, el caudal propiamente tal se calcula con la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{purga} \left[\frac{kg}{s} \right] = \rho_{agua} \left[\frac{kg}{m^3} \right] * \left(\pi \frac{D^2}{4} \right) [m^2] * v \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$\dot{m}_{purga} = 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * \left(\pi \frac{0,1^2}{4} \right) [m^2] * 1,4 \left[\frac{m}{s} \right] = 11,107 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Finalmente, considerando una temperatura estimada para el agua purgada de 160°C (es menor a la temperatura de saturación a 10 bar de 184°C), se calcula la pérdida de calor asociada a la purga:

$$\dot{Q}_{purga} \left[\frac{kcal}{h} \right] = \dot{m}_{purga} \left[\frac{kg}{s} \right] * C_{p_{agua}} \left[\frac{kcal}{kg^{\circ}C} \right] * (T_{purga} - T_{ref}) [^{\circ}C] * tiempo_{purga} \left[\frac{s}{h} \right]$$

$$\dot{Q}_{purga} = 11,107 \left[\frac{kg}{s} \right] * 1 \left[\frac{kcal}{kg^{\circ}C} \right] * (160 - 20) [^{\circ}C] * 10 \left[\frac{s}{h} \right] = 15.550 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

Porcentaje de pérdidas de energía por radiación y convección y por la purga

Para expresar la pérdida de calor por las superficies de la caldera (radiación y convección) y por la purga, como un fracción del consumo de combustible, Kcal/kg_{Diesel} y tanto por ciento, se hace una pequeña iteración para estimar el consumo de combustible, considerando en primera instancia sólo la eficiencia de la combustión y la generación máxima de vapor con el quemador en llama alta y llama baja (resultantes en 6.009 y 2.492 kg/h, respectivamente, a partir de las mediciones de agua de alimentación y análisis de gases durante la operación continua de los quemadores en llama alta y llama baja, respectivamente); en la segunda iteración se consideran todas las pérdidas en la caldera expresadas en porcentaje, es decir, la eficiencia de la caldera. Las ecuaciones usadas en este cálculo son las siguientes:

$$\dot{m}_c \left[\frac{kg_{Diesel}}{h} \right] = \frac{\dot{m}_v \left[\frac{kg}{h} \right] * (h_v - h_a) \left[\frac{kcal}{kg} \right]}{\eta_{combustión} [\%] * PCI_{Diesel} \left[\frac{kcal}{kg} \right]}$$

$$Q_{Rad\ y\ conv} \left[\frac{kcal}{kg_{Diesel}} \right] = \frac{\dot{Q}_{Rad\ y\ conv} \left[\frac{kcal}{h} \right]}{\dot{m}_c \left[\frac{kg_{Diesel}}{h} \right]}$$

$$Q_{purga} \left[\frac{kcal}{kg_{Diesel}} \right] = \frac{\dot{Q}_{purga} \left[\frac{kcal}{h} \right]}{\dot{m}_c \left[\frac{kg_{Diesel}}{h} \right]}$$

$$Q_{Rad\ y\ conv} [\%] = \frac{Q_{Rad\ y\ conv} \left[\frac{kcal}{kg_{Diesel}} \right]}{PCI_{Diesel} \left[\frac{kcal}{kg} \right]}$$

$$Q_{purga} [\%] = \frac{Q_{purga} \left[\frac{kcal}{kg_{Diesel}} \right]}{PCI_{Diesel} \left[\frac{kcal}{kg} \right]}$$

$$\eta_{caldera} [\%] = \eta_{combustión} [\%] - (Q_{Rad\ y\ conv} [\%] + Q_{purga} [\%])$$

$$\dot{m}_c \left[\frac{kg_{Diesel}}{h} \right] = \frac{\dot{m}_v \left[\frac{kg}{h} \right] * (h_v - h_a) \left[\frac{kcal}{kg} \right]}{\eta_{caldera} [\%] * PCI_{Diesel} \left[\frac{kcal}{kg} \right]}$$

La tabla siguiente presenta los resultados de este cálculo:

Tabla 2.6: Resultados pérdidas de energía constantes y eficiencia de la caldera

Ítem	Unidad	Llama alta	Llama baja
Pérdida de calor purga caldera	Kcal/ kg _{Diesel}	34,4	79,9
	%	0,34%	0,79%
Pérdida de calor rad. y conv. caldera	Kcal/ kg _{Diesel}	25,4	59,0
	%	0,25%	0,58%
Consumo combustible	kg_{Diesel}/h	452,7	194,6
Eficiencia caldera	%	84,12%	81,15%

Eficiencia de la caldera a cargas parciales

Para realizar este cálculo se procesa la información de operación del quemador registrada durante las mediciones en la caldera, particularmente los ciclos de encendido y apagado. Para esto, fue necesario medir el flujo de los barridos de aire en la chimenea de la caldera mediante un anemómetro (flujo másico = sección chimenea * velocidad * densidad).

La tabla siguiente muestra el cálculo de la pérdida de energía asociada al barrido total de 90 segundos de un ciclo de apagado y encendido; para simplificar el cálculo, se usó la temperatura promedio del aire (entre 185°C y 175°C, es decir, 180°C) para considerar el mismo valor en llama alta y llama baja calculada como:

$$\dot{Q}_{ciclo} \left[\frac{kcal}{h} \right] = \dot{m}_{aire} \left[\frac{kg}{s} \right] * Cp_{aire} \left[\frac{kcal}{kg^{\circ}C} \right] * (T_{aire} - T_{ref}) [^{\circ}C] * tiempo_{ciclo} \left[\frac{s}{ciclo} \right]$$

Tabla 2.7: Cálculo pérdida de energía ciclo encendido apagado quemador

Ítem	Unidad	Valor
Flujo de aire	kg/s	0,27
Cp aire	Kcal/KgK	0,24
Temperatura aire salida caldera	°C	180
Tiempo barrido por ciclo encendido/apagado	segundos	90
Pérdida de energía por ciclo	Kcal/ciclo	945,0

Fuente: Elaboración propia

A continuación, se estima la operación del quemador en distintas condiciones de carga de la caldera; la operación a cargas parciales del quemador se estimaron de la manera siguiente:

- La operación a plena carga corresponde al quemador operando en llama alta de manera continua.
- La operación a 75% de carga se logra con el quemador en llama alta encendido 45 minutos en una hora con 5 ciclos de encendido/apagado por hora (barridos de aire por 7,5 minutos).
- La carga siguiente ocurre con el quemador operando en forma continua en llama baja, condición correspondiente a un 43% de carga.
- Una operación a 20% de carga se aproximó considerando que el quemador en llama baja se apaga 30 minutos en una hora (esto en forma intermitente) con 10 ciclos de encendido apagado a la hora (barridos de aire por 15 minutos).
- Por último, a 10% de carga se consideró que el quemador opera en llama baja 15 minutos en una hora con 15 ciclos de encendido apagado (barridos de aire por 7,5 minutos).

La tabla siguiente muestra los resultados de esta estimación:

Tabla 2.8: Estimación operación del quemador a cargas parciales

Ítem	Unidad	Condición de carga				
		100%	75%	43%	20%	10%
Factor de carga quemador		100%	75%	43%	20%	10%
Llama en operación	n/a	alta	alta	baja	baja	baja
Tiempo quemador apagado	min/h	0	15	0	30	45
Tiempo quemador encendido	min/h	60	45	60	30	15
Ciclos encendido/apagado por hora	ciclos/h	0	5	0	10	15
Pérdida por barrido de aire	Kcal/h	0	4.725	0	9.450	14.175
Potencia aportada por el quemador	Kcal/h	4.601.406	3.451.055	1.978.095	920.281	460.141
Flujo de combustible	kg _{Diesel} /h	452,7	339,5	194,6	90,5	45,3
Porcentaje pérdida por barrido de aire	%	0,00%	0,14%	0,00%	1,03%	3,08%

Fuente: Elaboración propia

Por último, para estimar la eficiencia de la caldera en estas distintas condiciones de carga, se considera que las pérdidas por radiación y convección se mantienen constantes en cualquier condición de carga. La tabla siguiente resume el balance de energía, eficiencia y producción de vapor de la caldera en distintas condiciones de carga.

Tabla 2.9: Condiciones de operación de la caldera en distintas condiciones de carga

Ítem	Unidad	Factor de carga				
		100%	75%	43%	20%	10%
Pérdida por gases	%	15,3%	15,3%	17,5%	17,5%	17,5%
Pérdida barrido aire quemador	%	0,0%	0,14%	0,0%	1,03%	3,08%
Pérdidas purga caldera	%	0,34%	0,45%	0,79%	1,69%	3,38%
Pérdidas calor superficie caldera	%	0,25%	0,33%	0,58%	1,25%	2,50%
Eficiencia caldera a carga parcial	%	84,1%	83,8%	81,1%	78,5%	73,6%
Producción de vapor	kg/h	6.009,1	4.489,0	2.491,9	1.122,2	525,4

Fuente: Elaboración propia

A continuación se presenta el gráfico con la eficiencia de la caldera en función de la carga de operación; la eficiencia cae más de 10 puntos al operar a 10% de carga, respecto de su valor a plena carga: 84,1% v/s 73,6%.

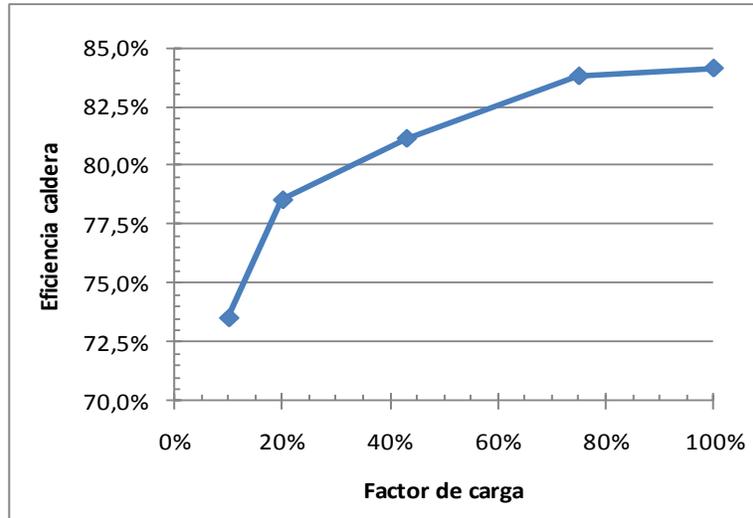


Figura 2.2: Curva de eficiencia de la caldera en función de la carga
Fuente: Elaboración propia

Análisis y conclusiones del caso

Desarrollando completamente el balance de energía del proceso en los autoclaves, analizando las prácticas operacionales, el proceso mismo y el perfil de generación de vapor, se descubre que las causas de los peaks y mínimos de consumo de vapor se debe a las siguientes causas:

- i. La mayor demanda de vapor del proceso de curado ocurre en su inicio, dado que los autoclaves están a baja temperatura, se requiere calentar todo el acero del autoclave y el producto a la vez, entonces el vapor condensa rápidamente y se produce un peak de demanda de vapor que va disminuyendo en la medida que el equipo se va calentando. A esto se suma el hecho que a veces parten varios procesos a la vez.
- ii. Los periodos de bajo consumo de vapor ocurren cuando los autoclaves en funcionamiento ya alcanzaron las condiciones de régimen y su consumo de vapor se limita a compensar las pérdidas por radiación y convección de los autoclaves, que son mínimas, ya que están bien aislados térmicamente.
- iii. Luego, en la etapa final del proceso se pierde el vapor que ocupa el volumen del autoclave, (volumen no ocupado por el producto) y además se pierde el vapor y condensado de la fase de descompresión del autoclave. Sólo la cantidad de vapor que llena el volumen del autoclave es de aproximadamente 500 kg por proceso, es decir, 3.500 kg de vapor diarios (7 curados diarios). Esta cifra representa aproximadamente el 5% de la producción de vapor diaria. Esta ineficiencia del proceso podría disminuir generando vapor flash a menor presión durante la descompresión para aprovecharlo en la fase inicial del proceso de curado de otro autoclave y reducir así los peaks de demanda de vapor; obviamente esto requiere programar la operación de autoclaves.
- iv. Por último, dado que la operación de la caldera a muy baja carga es de baja eficiencia, conviene programar y distribuir la partida de autoclaves durante el día, con cierto intervalo de tiempo entre partidas, para así emparejar la demanda de vapor durante cada día, evitar peaks de consumo y

evitar que la caldera opere baja carga solamente compensando las pérdidas por radiación y convección de los autoclaves en régimen. Así mejoraría la eficiencia promedio anual de operación de la caldera, lo que conduciría a un ahorro anual de combustible.

2.2 EJEMPLO PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR Y ANÁLISIS DE COSTO DE LA ENERGÍA EN EL SISTEMA

En memoria a Carlos Gherardelli

2.2.1 ANÁLISIS TÉCNICO

Antecedentes y levantamiento de información

Una industria donde el costo combustible representa una fracción importante del gasto energético cuenta con una caldera para proporcionar calor a sus procesos de producción; la fuente de energía es petróleo Diesel (PCI 8.640,3 Kcal/lit, densidad 0,85 kg/lit). La planta opera 4.992 h/años (18 h/día, 6 días/sem y 52 sem/año).

En el levantamiento de información el consultor se informa de que algunos consumos de vapor usan vapor directo y que sólo una fracción del vapor producido condensa, sin embargo, no es recuperado.

Entre la sala de caldera y la zona de consumos de vapor hay aproximadamente 100 metros. El consultor nota la evidente pérdida de calor en la línea principal de distribución de vapor debido al precario estado del aislamiento térmico con muchas zonas ya sin aislamiento térmico. Los tramos aislados representan aproximadamente el 50% y cuentan con lana mineral en 25 mm de espesor recubierto en zinc alum.

Mediciones y estimación de la eficiencia de la caldera

Luego procede a realizar las mediciones pertinentes para determinar la eficiencia de la caldera, los resultados promedios se presentan en la tabla siguiente. La eficiencia de la caldera de 80% es mejorable, sin embargo, se vislumbra que las mayores posibilidades de ahorro están aguas debajo de la caldera.

Tabla 2.10: Valores medios de operación de la caldera

Ítem	Unidad	Valor
Presión	barg	7,0
Temperatura de saturación	°C	170,4
Temp. Agua alimentación	°C	20,0
Entalpía vapor saturado	Kcal/kg	661,2
Calor latente	Kcal/kg	489,0
Aumento entalpía caldera	Kcal/kg	641,2
Producción promedio de vapor	kg/h	610,0
Eficiencia caldera	%	80,0%
Potencia térmica útil	Kcal/h	391.131
Potencia combustible	Kcal/h	488.913
Consumo combustible	lt/h	56,6

Fuente: Elaboración propia

.Pérdida de calor en línea de distribución de vapor

Para determinar las pérdidas de calor en la línea de distribución de vapor el consultor usa la norma Mexicana (Norma Oficial Mexicana NOM-009-ENER-1995), por lo cual usan las siguientes ecuaciones en un proceso que requiere algunas iteraciones; la nomenclatura se presenta a continuación:

Tabla 2.11: Datos para cálculo de pérdida de calor en línea principal de distribución de vapor

Datos	Unidad para cálculo	Nomenclatura	Valor
Diámetro de la cañería	m	d_o	2 ½ pulgada
Espesor del material aislante	m	esp	50 mm
Conductividad del aislante	W/(mK)	kais	0,03
Emisividad de la superficie exterior	adimensional	Ems	0,2 (*)
Velocidad del viento	m/h	v	1,0 m/s
Temperatura de operación	K	T_{op}	170,4°C
Temperatura ambiente	K	T_a	20°C

(*) Valor para superficie reflectante

Fuente: Elaboración propia

Variables a calcular:

- d_a : diámetro aislado [m]
- h_c : coeficiente de transferencia de calor por convección [W/m^2K]
- h_r : coeficiente de transferencia de calor por radiación [W/m^2K]
- h_s : coeficiente global de transferencia de calor [W/m^2K]
- q: flujo de calor [W/m]
- T_{sup} : temperatura de la superficie exterior del aislante [K]
- T_{sc} : temperatura de iteración, debe verificarse que sea igual a T_{sup} [K]

Las ecuaciones se resuelven en el orden en que se plantean, la iteración comienza suponiendo un valor para la temperatura exterior del aislante T_{sup} (T_{sup} debe tener un valor entre la temperatura de operación de la línea (170°C) y la temperatura ambiente):

$$d_a = d_o + 2 * esp$$

$$h_c = 2,7241 * 1,016 * d_a^{-0,2} * \left(\frac{1,11}{T_{sup} + T_a - 510,44} \right)^{0,181} * \left(1,8 * (T_{sup} - T_a) \right)^{0,266} * (1 + 7,9366 * 10^{-4} * v)^{0,5}$$

$$h_r = 0,9824 * 10^{-8} * Ems * \frac{T_a^4 - T_{sup}^4}{T_a - T_{sup}}$$

$$h_s = h_c + h_r$$

$$q = \frac{\pi * (T_{op} - T_a)}{\frac{1}{2 * k_{ais}} * \ln \left(\frac{d_a}{d_o} \right) + \frac{1}{h_s * d_a}}$$

$$T_{sc} = T_{op} - \frac{q}{2 * \pi * k_{ais}} * \ln \left(\frac{d_a}{d_o} \right)$$

Al verificarse que T_{sc} es igual a T_{sup} , las pérdidas de calor se igualan al flujo de calor en el proceso iterativo; mientras son distintas dichas temperaturas, se vuelve a iterar asignando a T_{sup} el valor de T_{sc} .

En la tabla siguiente se presentan los resultados obtenidos para las pérdidas de calor en la línea de distribución principal de vapor:

Tabla 2.12: Pérdida de calor en línea de distribución principal de vapor

Tramo	Longitud	Pérdida calor		Condensado en la línea
	mt	Kcal/h / m	Kcal/h	kg/h
sin aislar	50	473,3	23.665	48,4
aislada en 25 mm	50	42,4	2.120	4,3
Total	100		25.785	52,7

Fuente: Elaboración propia

El efecto de la pérdida de calor en la línea de vapor es la condensación del vapor (columna “condensado en la línea” en la tabla anterior), cuya cantidad se determinó con la ecuación siguiente:

$$\dot{m}_{condensado} \left[\frac{kg}{h} \right] = \frac{\dot{Q}_{línea\ vapor} \left[\frac{kcal}{h} \right]}{(h_g^{8bar} - h_l^{8bar}) \left[\frac{kcal}{kg} \right]}$$

Por lo tanto de los 610 kg/h de vapor generados en la caldera condensan 52,7 kg/h y sólo 557,3 kg/h corresponden a vapor de proceso. La figura siguiente ilustra los balances de masa y energía en los puntos relevantes del sistema:

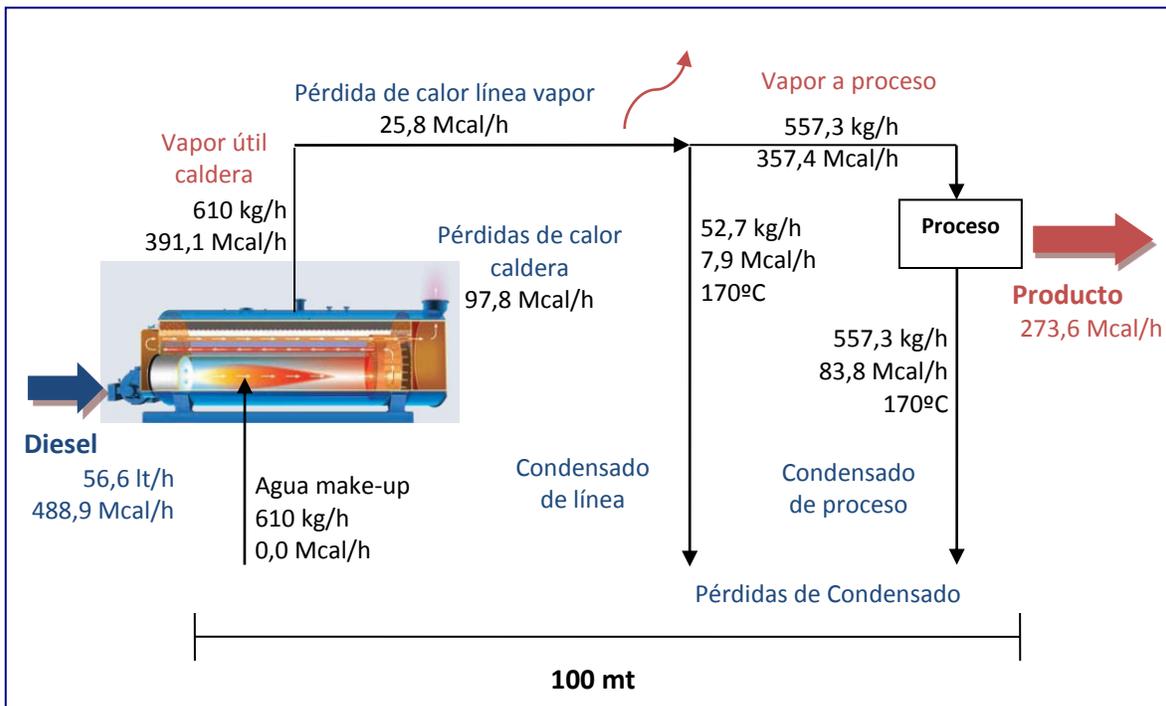


Figura 2.3: Balance de masa y energía del sistema de vapor
 Fuente: Elaboración propia

Evaluación de opciones de eficiencia energética

Aislamiento térmico línea de distribución de vapor

La pérdida de calor en la línea principal de distribución de vapor puede minimizarse colocando en toda la línea lana mineral nueva recubierta en zinc alum en un espesor de 60 mm para tener una efectividad del 95%. Las pérdidas de la línea bien aislada se presentan en la tabla siguiente, calculadas con el método señalado:

Tabla 2.13: Pérdida de calor en línea principal de vapor bien aislada

tramo	Longitud mt	Pérdida calor		Condensado en la línea
		Kcal/h / m	Kcal/h	kg/h
aislada en 60 mm	100	24,0	2.400	4,9

Fuente: Elaboración propia

Recuperación de condensado

El condensado de la línea de vapor y el condensado de los equipos de proceso, se producen a 170,4°C, la temperatura de saturación a la presión respectiva. La pérdida de energía asociado a cada pérdida de condensado es la siguiente:

$$\dot{Q}_{cond-línea} \left[\frac{kcal}{h} \right] = \dot{m}_{cond-línea} \left[\frac{kg}{h} \right] * Cp_{agua} \left[\frac{kcal}{kg^{\circ}C} \right] * (T_{sat}^{8bar} - T_{referencia}) [^{\circ}C]$$

$$\dot{Q}_{cond-línea} \left[\frac{kcal}{h} \right] = 52,7 \left[\frac{kg}{h} \right] * 1 \left[\frac{kcal}{kg^{\circ}C} \right] * (170,4 - 20) [^{\circ}C]$$

$$\dot{Q}_{condensado} = 7.926 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

$$\dot{Q}_{cond-proceso} \left[\frac{kcal}{h} \right] = \dot{m}_{cond-proceso} \left[\frac{kg}{h} \right] * Cp_{agua} \left[\frac{kcal}{kg^{\circ}C} \right] * (T_{sat}^{8bar} - T_{referencia}) [^{\circ}C]$$

$$\dot{Q}_{cond-proceso} \left[\frac{kcal}{h} \right] = 557,3 \left[\frac{kg}{h} \right] * 1 \left[\frac{kcal}{kg^{\circ}C} \right] * (170,4 - 20) [^{\circ}C]$$

$$\dot{Q}_{cond-proceso} = 83.818 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

La pérdida de energía total es la suma de ambas:

$$\dot{Q}_{condensado} \left[\frac{kcal}{h} \right] = \dot{Q}_{cond-línea} \left[\frac{kcal}{h} \right] + \dot{Q}_{cond-proceso} \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

$$\dot{Q}_{condensado} \left[\frac{kcal}{h} \right] = 7.926 \left[\frac{kcal}{h} \right] + 83.818 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

$$\dot{Q}_{condensado} = 91.744 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

Esta pérdida de energía puede eliminarse prácticamente por completo con un sistema de recuperación de condensado presurizado, el cual permite mantener la temperatura del condensado en un valor muy cercano a la saturación a la presión de la caldera.

2.2.2 ANÁLISIS DE COSTOS DE LA ENERGÍA EN EL SISTEMA

La fuente de energía es petróleo Diesel (PCI 8.640,3 Kcal/lit, densidad 0,85 kg/lit; precio neto de \$380/lit); el costo energético del Diesel es 44,0 \$/Mcal. Sólo por simplicidad no se consideran otros costos. Se consumen en promedio 56,6 lit/h de Diesel y 282,5 m³/año (4.992 horas al año).

Los cuadros siguientes ilustran los resultados para la estructura de costos del sistema usando los métodos A y B señalados en el capítulo 17.1.2 de la Guía, en el cual se detallan las ecuaciones que usa cada método. En ellas, se denota por Eficiencia AR la Eficiencia aguas arriba y como Consumo D el consumo de Diesel asociado a la energía respectiva. Las unidades usadas son las siguientes:

- Las energías están expresadas en Mcal/h (mil Kcal/h o millón cal/h).
- El precio del Diesel y costo unitario de las energías están expresados en \$/Mcal.
- Los flujos de \$ están expresados en k\$/h (miles\$/h).
- Las pérdidas de energía en porcentaje están referidas al consumo de Diesel.

Balance de costos en caldera

			Opción A	Opción B
Vapor	Mcal/h		391,1	391,1
Energía útil	Mcal/h		391,1	391,1
Eficiencia AR	%		80,0%	
Consumo D	Mcal/h		488,9	
COSTO	\$/Mcal		44,0	55,0
	k\$/h		21,51	21,51

			Opción A	Opción B
Diesel	Mcal/h	488,9		
	\$/Mcal	44,0		
	k\$/h	21,51		

			Opción A	Opción B
Pérdidas caldera	Mcal/h		97,8	97,8
	%		20,0%	
COSTO	\$/Mcal		44,0	44,0
	k\$/h		4,30	4,30

Balance línea de distribución de vapor

El vapor o energía útil generada por la caldera corresponde al input de energía de la línea de distribución de vapor.

		Opción A	Opción B
Pérdida Línea	Mcal/h	25,8	25,8
	%	5,3%	
Eficiencia AR	%	80%	
Consumo D	Mcal/h	32,25	
COSTO	\$/Mcal	44,0	55,0
	k\$/h	1,42	1,42

LINEA DE VAPOR			
		Opción A	Opción B
Vapor proceso	Mcal/h	357,4	357,4
Eficiencia AR	%	73,1%	
Consumo D	Mcal/h	488,90	
COSTO	\$/Mcal	44,0	60,2
	k\$/h	21,51	21,51

		Opción A	Opción B
Perdida condensado línea	Mcal/h	7,9	7,9
	%	1,6%	
Eficiencia AR	%	80,0%	
Consumo D	Mcal/h	9,91	
COSTO	\$/Mcal	44,0	55,0
	k\$/h	0,44	0,44

En el balance de costos de la caldera se advierte la diferencia pero coherencia entre ambos métodos:

- El método A explicita que el consumo de Diesel de la caldera (488,9 Mcal/h) se debe al requerimiento de energía útil de cada subsistema, la caldera y línea de vapor, en este caso.
- El método B refleja este hecho al explicitar que el costo horario del consumo de Diesel (21,51 k\$/h) “fluye” a las energías útiles de cada subsistema.
- La coherencia queda reflejada en que ambos métodos dan el mismo resultado para el flujo de \$ (k\$/h) asociado a cada energía, ya sean pérdidas o energía útil.

La virtud del método B es que hace explícito que el costo de la energía útil va aumentando al avanzar en el sistema, debido a las pérdidas de energía aguas arriba. Así, el costo del Diesel es 44,0 \$/Mcal, el costo del vapor útil de la caldera es 55,0 \$/Mcal, el costo del vapor a la salida de la línea de distribución es de 60,2 \$/Mcal.

Cabe explicitar lo siguiente en la aplicación de las metodologías de costeo en la línea de vapor:

- En la línea de vapor se considera como pérdidas aguas arriba las pérdidas de calor de la caldera, por lo tanto, la eficiencia aguas arriba corresponde a la eficiencia de la caldera.
- Las pérdidas de energía de la línea se producen en sus 100 mt y el condensado también se produce en todo este trayecto, aunque las trampas de vapor respectivas están en ciertos puntos específicos a lo largo de la línea.
- Producto de dichas pérdidas se produce condensado en la línea, pero en este caso la línea se asimila a un punto de descarga de condensado y por ende las pérdidas aguas arriba de este punto sólo son las pérdidas de la caldera.
- Las pérdidas de energía aguas arriba del extremo de salida del vapor de la línea corresponden a las pérdidas de la caldera, de la línea de distribución y la pérdida de condensado, ya que éste no es recuperado.

Balance del proceso final

El vapor de proceso a la salida de la línea de distribución de vapor corresponde al input de energía del proceso.

Un **error en el cálculo de los costos de las pérdidas de la energía** es perjudicial para la eficiencia energética; el error en dinero puede ser un porcentaje importante, de varias decenas, respecto de la inversión requerida para la implementación de una medida de eficiencia energética que reduzca dichas pérdidas. La verificación de ahorros derivados de medidas de eficiencia energética, una de las actividades que debe estar considerada en la gestión energética de una empresa, dejará en evidencia cualquier error en los cálculos realizados en la evaluación del proyecto respectivo, pudiendo tener incluso números negativos a pesar de que los cálculos indicaban todo lo contrario.

Sólo en el caso de considerar un plan de implementación en que todas las medidas se materialicen en un periodo breve de tiempo, 1 año por ejemplo, lo que hace posible considerar que todas las medidas se implementarán simultáneamente, los ahorros estimados para cada medida, pueden valorarse con la estructura de costo actual del sistema. Si un plan de implementación es secuencial con etapas de más 1 año entre medidas de eficiencia energética, una vez implementada una medida, cambia la línea base para las otras medidas; este hecho hace necesario recalcular la estructura de costos del sistema para evaluar los ahorros de las medidas que se implementarán posteriormente.

3 EJEMPLO DE HORNOS INDUSTRIALES Y EVALUACIÓN ECONÓMICA

Antecedentes del problema

En una industria acerera, uno de los consumos importantes de electricidad es el horno de tratamiento térmico del producto de acero fabricado, un horno eléctrico; este equipo representa el 25% del consumo de electricidad de la fábrica y una fracción similar en costo energético, por ende, se evaluará su desempeño energético con la finalidad de evaluar opciones de eficiencia energética y/o reducción del costo energético del equipo.

La empresa proporcionó los datos de proceso del horno y el consultor llevó a cabo distintas mediciones de temperatura y flujos para realizar el balance de calor del horno.

El horno tiene una potencia eléctrica de calefacción de 2,0 MWe. Los mecanismos de transferencia de calor en el interior del horno son radiación y convección, usando aire como convector. El tratamiento térmico del producto se lleva a cabo a 900°C; el producto ingresa al horno a 55°C, temperatura residual de la etapa anterior del proceso. Durante las paradas diarias, de aproximadamente 6 horas y de fin de semanas 40 horas, el horno es mantenido a 750°C.

El horno tiene por dimensiones 2,2 mt de altura, por 2,6 mt de ancho y 20,0 mt de largo; se esquematiza en la figura siguiente:

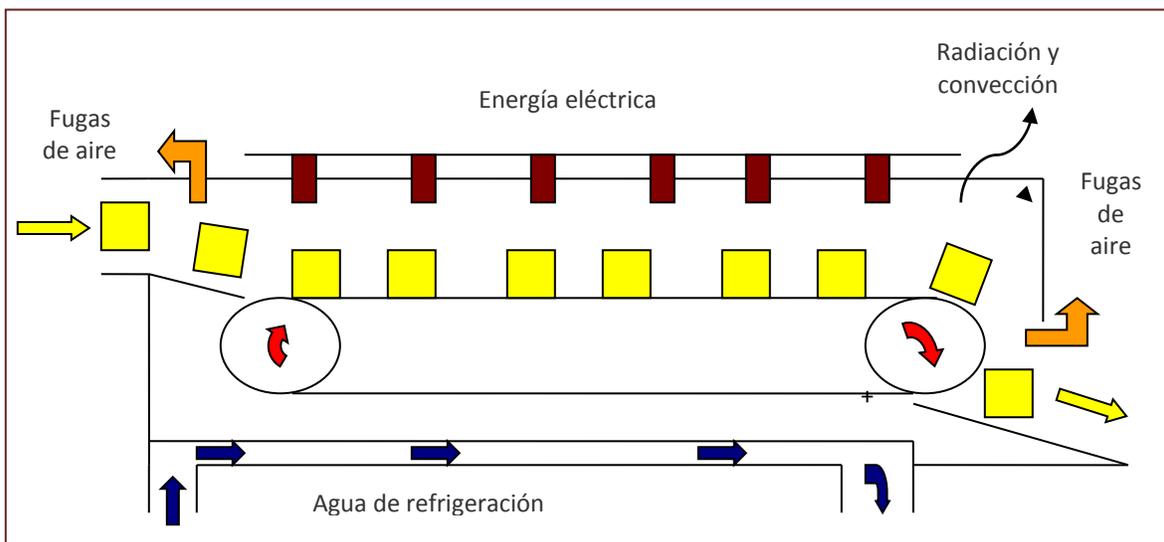


Figura 3.1: Esquema horno de tratamiento térmico

Balance de energía del horno

El consultor distingue los siguientes focos de pérdida de energía del horno eléctrico de tratamiento térmico:

- **Fugas de aire caliente en la entrada y salida del horno:** el flujo de aire medido es de 1.254,4 m³/h equivalentes a 20 °C (densidad 1,22 kg/m³), con una temperatura de salida de 550°C.
- **Calor sensible en agua de refrigeración de las paredes del horno:** se midió un caudal de 1.135 lt/h, con una diferencia de temperatura entre entrada y salida de 8°C (37-29°C).

- **Pérdidas de calor por radiación y convección desde la superficie del horno:** se presenta en todos los sentidos (laterales, superior, inferior, entrada y salida); se midió la temperatura de superficie en las distintas zonas, cuyo promedio fue 100°C.
- **Ciclos de enfriamiento y calentamiento del horno y consumo de electricidad del horno detenido:** se midió el consumo de electricidad del horno en un periodo de paradas de 6 horas.
- **Pérdidas de electricidad en el transformador y sistema de suministro eléctrico:** se estimaron en un 3,4% del consumo total del horno.

A continuación se determina la energía útil del horno y cada una de las pérdidas de energía, expresado en la condición horaria promedio de operación, lo cual corresponde a una producción mensual de 5.475 ton/mes; el balance está referido a 730 horas mensuales, incorporando así los periodos de parada del horno en el balance de energía promedio horario.

Calor útil:

$$\dot{Q}_{\text{útil}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = \text{Producción} \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] * C_{p_{\text{acero}}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right] * (T_{\text{proceso}} - T_{\text{entrada}}) [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{Q}_{\text{útil}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = 7.500 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right] * 0,12 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right] * (900 - 55) [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{Q}_{\text{Fuga_aire}} = 760.500 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = 884 [\text{kW}]$$

Pérdida de calor por fugas de aire caliente:

$$\dot{Q}_{\text{Fuga aire}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = \dot{v}_{\text{aire}} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] * \rho_{\text{aire}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * C_{p_{\text{aire}}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right] * (T_{\text{aire fuga}} - T_{\text{ref}}) [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{Q}_{\text{Fuga aire}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = 1.254,4 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] * 1,22 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * 0,25 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right] * (550 - 20) [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{Q}_{\text{Fuga aire}} = 202.774 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = 236 [\text{kW}]$$

Pérdida de calor en el agua de refrigeración:

$$\dot{Q}_{\text{agua refriger}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = \dot{v}_{\text{agua}} \left[\frac{\text{lt}}{\text{h}} \right] * \rho_{\text{agua}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{lt}} \right] * C_{p_{\text{agua}}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right] * (T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}}) [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{Q}_{\text{agua refriger}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = 1.135 \left[\frac{\text{lt}}{\text{h}} \right] * 1,0 \left[\frac{\text{kg}}{\text{lt}} \right] * 1,0 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} \right] * (37 - 29) [^{\circ}\text{C}]$$

$$\dot{Q}_{\text{agua refriger}} = 9.080 \left[\frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right] = 11 [\text{kW}]$$

Pérdidas por radiación y convección desde la superficie del horno:

Para determinar las pérdidas de calor en la línea de distribución de vapor el consultor usa la norma Mexicana (Norma Oficial Mexicana NOM-009-ENER-1995), por lo cual usan las siguientes ecuaciones, que en este caso, su solución no requiere un proceso iterativo, ya que el cálculo se hace sólo a partir de la temperatura de superficie hacia el exterior, sin considerar lo que pasa entre esta superficie, el material aislante y la pared interior del horno; la nomenclatura usada se presenta a continuación:

Tabla 3.1: Datos para cálculo de pérdidas de calor por radiación y convección

Datos	Unidad para cálculo	Nomenclatura	Valor
Superficie	m ²	Sup	219,44 m ²
Emisividad de la superficie exterior	adimensional	Ems	0,9 ⁽¹⁾
Temperatura superficie	K	T _{sup}	100°C
Temperatura de operación	K	T _{op}	100°C ⁽²⁾
Velocidad del viento ⁽³⁾	m/h	v	0,7 m/s
Temperatura ambiente	K	T _a	20°C
Espesor del material aislante	m	esp	no se considera
Conductividad del aislante	W/(mK)	kais	Valor > 0, no se usa

(1) Valor para superficie no reflectante

(2) Las ecuaciones se usan desde la superficie del horno hacia el exterior, de manera que T_{op} = T_{sup}

(3) Se produce una corriente de aire en la zona del horno

Fuente: Elaboración propia

Variables a calcular:

- h_c: coeficiente de transferencia de calor por convección [W/m²K]
- h_r: coeficiente de transferencia de calor por radiación [W/m²K]
- h_s: coeficiente global de transferencia de calor [W/m²K]
- q: flujo de calor [W/m]
- T_{sc}: temperatura de iteración, en este siempre es igual a T_{sup} y T_{op}, [K]

Las ecuaciones se resuelven en el orden en que se plantean, la iteración comienza suponiendo un valor para la temperatura exterior del aislante, pero en este caso corresponde a la temperatura medida y no es necesario iterar:

$$h_c = 3,0075 * 1,79 * d_a^{-0,2} * \left(\frac{1,11}{T_{sup} + T_a - 510,44} \right)^{0,181} * (1,8 * (T_{sup} - T_a))^{0,266} * (1 + 7,9366 * 10^{-4} * v)^{0,5}$$

$$h_r = 0,9824 * 10^{-8} * Ems * \frac{T_a^4 - T_{sup}^4}{T_a - T_{sup}}$$

$$h_s = h_c + h_r$$

$$q = \frac{T_{op} - T_a}{\frac{esp}{k_{ais}} + \frac{1}{h_s}}$$

En este caso:

$$q = \frac{T_{op} - T_a}{\frac{1}{h_s}} \quad \text{y} \quad T_{sc} = T_a + \frac{q}{h_s} = T_{sup}$$

El cálculo final para estimar la pérdida de calor por radiación y convección es el siguiente:

$$\dot{Q}_{Rad \text{ y conv}} \left[\frac{kcal}{h} \right] = Sup [m^2] * q \left[\frac{W}{m^2} \right] * 0,86 \left[\frac{kcal}{Wh} \right]$$

$$\dot{Q}_{Rad \text{ y } conv} \left[\frac{kcal}{h} \right] = 219,44 [m^2] * 1.249,4 \left[\frac{W}{m^2} \right] * 0,86 \left[\frac{kcal}{Wh} \right]$$

$$\dot{Q}_{Rad \text{ y } conv} = 235.785 \left[\frac{kcal}{h} \right] = 274 [kW]$$

En la tabla siguiente se presentan los resultados obtenidos del balance de calor en el horno:

Tabla 3.2 Balance de calor en horno eléctrico de tratamiento térmico

Ítem	KW	KWh/mes	MWh/año	%
Calor útil	884,3	645.541	7.746	53,6%
Fugas aire caliente	235,8	172.122	2.065	14,3%
Agua refrigeración	10,6	7.707	92	0,6%
Convección y radiación	274,2	200.143	2.402	16,6%
Ciclos enfriar calor	187,2	136.656	1.640	11,4%
Líneas y transformador	56,6	41.318	496	3,4%
Consumo total electricidad	1.648,6	1.203.487	14.442	100,0%

Fuente: Elaboración propia

Análisis de resultados y opciones de ahorro

Analizando los resultados se aprecia que las pérdidas de energía más importantes están en las fugas de aire y las pérdidas por radiación y convección; estas últimas pueden disminuirse aumentando el recubrimiento aislante del horno con lana mineral. Las pérdidas por fugas de aire pueden aprovecharse para precalentar el producto a la entrada del horno en el caso de contar con espacio suficiente para acoplar al horno el intercambiador de precalentamiento. Sin embargo, la línea de producción no tiene el espacio necesario para un equipo de estas características y haciéndose imposible recuperar esa cantidad de calor.

El deseo de la empresa de reducir sus costos energéticos no queda satisfecho sólo mejorando el aislamiento térmico del horno, el cual produciría un ahorro de 2.282 MWh/año, un 15,9% del consumo actual del horno, con una aislación de 95% de efectividad. La única opción que queda es evaluar la opción de cambiar la fuente de energía del horno; la alternativa es usar GLP, dado que la planta cuenta con estanques de almacenamiento de GLP para otros procesos.

Dado que tal medida por sí sola, implica únicamente una reducción de costos para la empresa, el análisis de esta opción se presenta en la sección de evaluación económica de proyectos de esta Guía; sin embargo, puede ser que esta opción genere un ahorro de energía a nivel país, beneficio que se estima a continuación.

La tabla siguiente muestra el consumo de combustible que puede significar para el sistema eléctrico generar la electricidad que necesita el horno, se plantean dos situaciones extremas que representan una estimación de la peor y mejor eficiencia del sistema incluyendo generación, transmisión y distribución.

Tabla 3.3: Consumo de combustible sistema eléctrico debido a consumo de electricidad del horno

Ítem	Unidad	Peor condición	Mejor condición
Consumo electricidad horno (*)	MWh/año	14.442	
	Gcal/año	12.420	
Eficiencia sistema eléctrico	%	25%	50%
Consumo combustible sistema eléctrico	Gcal/año	49.680	24.840

(*) 1 MWh/año = 0,86 Gcal/año

Fuente: Elaboración propia

La tabla siguiente muestra el consumo de GLP que podría tener el horno según distintos factores de conversión energética del horno, dado que el uso de GLP agregará pérdidas por gases de combustión en la chimenea que será necesario agregar al horno.

Tabla 3.4: Estimación consumo GLP por conversión del horno

Ítem	Unidad	Factor de conversión horno		
	%	60%	70%	80%
Consumo GLP horno	Gcal/año	20.700	17.743	15.525
Ahorro respecto a mejor eficiencia del sistema eléctrico	Gcal/año	4.140	7.097	9.315
	% (*)	16,7%	28,6%	37,5%

(*) Porcentajes respecto al consumo de combustible del sistema eléctrico.

Fuente: Elaboración propia

Luego, aún en el peor caso para la conversión energética del horno (factor de conversión 60%) y con el sistema eléctrico operando a la máxima eficiencia (50%), se obtiene un ahorro de energía combustible país del 16,7%, lo cual determina que este proyecto es eficiencia energética para el país y esto podría motivar a la empresa a llevar a cabo el proyecto y considerar además la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero. Además, el uso de combustible abre la posibilidad en el horno de recuperar calor de los gases para precalentar el aire de combustión.

Evaluación económica

Para realizar la evaluación económica del reemplazo del horno eléctrico por uno que pueda operar con gas licuado, el auditor realiza cotizaciones, obteniendo una oferta de las características requeridas de 3 proveedores:

- A. Costo: 305 millones de pesos.
- B. Costo: 357 millones de pesos.
- C. Costo: 500 millones de pesos.

La diferencia de precios se explica principalmente por los distintos factores de conversión energética del horno al cambiar la fuente de energía: opción A 60%, opción B 70% y opción C 80%.

El auditor decide evaluar cual de las 3 alternativas tiene mejores indicadores económicos, para lo cual debe evaluar el ahorro en costo energético respecto al horno eléctrico.

Con el consumo anual de electricidad del horno es de 14.442 MWh/año y su precio monómico de compra 67 \$/KWh, el auditor calcula que el costo de energía de operar el horno eléctrico es de 967.614.000 \$/año.

Considerando las eficiencias de los hornos a gas licuado propuestos y que el costo de gas licuado es de 48.450 \$/Gcal, el auditor calcula el costo de operación de los 3 hornos:

Tabla 3.5: Costos de energía al operar con los distintos hornos a gas licuado propuestos.

Ítem	horno A	horno B	horno C
Consumo GLP [Gcal/año]	20.700	17.743	15.525
Costos GLP anual	\$ 1.002.915.000	\$ 859.648.350	\$ 752.186.250
Costo eléctrico anual actual	\$ 967.614.000	\$ 967.614.000	\$ 967.614.000
Ahorros anual respecto al horno eléctrico	-35.301.000	107.965.651	215.427.752

El auditor asume que los costos de operación y mantenimiento de las opciones A, B y C para el horno son similares, por lo que no los considera en el análisis.

Dado que el tiempo que tomará reemplazar el motor es de 20 días, 5 días más que la parada de planta programada para todos los años, el auditor estima que se producirá un costo adicional producto de la merma en la producción de 35 millones 700 mil pesos. Este costo debe ser sumado al costo de inversión de los hornos para calcular el crédito y el flujo de caja del proyecto.

El financiamiento del horno (y la parada de planta adicional a la regular) se realizará con un 30% de aporte propio de la empresa y un 70% de crédito, el cual se pagará en 5 años con una tasa del 7% anual.

A continuación se presentan los flujos de caja para los 3 hornos evaluados.

Tabla 3.6: Flujo de caja del proyecto utilizando opción A (Millones de pesos).

Año	Ahorros Electricidad	Pago Crédito	Depreciación	Utilidad antes de impuestos	Impuestos	Utilidad
año 0						-91,5
año 1	-35,3	-53,5	-23,8	-112,6	0,0	-88,8
año 2	-35,3	-53,5	-23,8	-112,6	0,0	-88,8
año 3	-35,3	-53,5	-23,8	-112,6	0,0	-88,8
año 4	-35,3	-53,5	-23,8	-112,6	0,0	-88,8
año 5	-35,3	-53,5	-23,8	-112,6	0,0	-88,8
año 6	-35,3	-53,5	-23,8	-112,6	0,0	-88,8
año 7	-35,3		-23,8	-59,1	0,0	-35,3
año 8	-35,3		-23,8	-59,1	0,0	-35,3
año 9	-35,3		-23,8	-59,1	0,0	-35,3
año 10	-35,3		-23,8	-59,1	0,0	-35,3

Tabla 3.7: Flujo de caja del proyecto utilizando opción B (Millones de pesos).

Año	Ahorros Electricidad	Pago Crédito	Depreciación	Utilidad antes de impuestos	Impuestos	Utilidad
año 0						-107,1
año 1	108,0	-60,6	-27,5	19,9	-3,4	44,0
año 2	108,0	-60,6	-27,5	19,9	-3,4	44,0
año 3	108,0	-60,6	-27,5	19,9	-3,4	44,0
año 4	108,0	-60,6	-27,5	19,9	-3,4	44,0
año 5	108,0	-60,6	-27,5	19,9	-3,4	44,0
año 6	108,0	-60,6	-27,5	19,9	-3,4	44,0
año 7	108,0		-27,5	80,5	-13,7	94,3
año 8	108,0		-27,5	80,5	-13,7	94,3
año 9	108,0		-27,5	80,5	-13,7	94,3
año 10	108,0		-27,5	80,5	-13,7	94,3

Tabla 3.8: Flujo de caja del proyecto utilizando la opción C (valores en millones de pesos).

Año	Ahorros Electricidad	Pago Crédito	Depreciación	Utilidad antes de impuestos	Impuestos	Utilidad
año 0						-150,0
año 1	215,4	-80,1	-37,5	97,8	-16,6	118,7
año 2	215,4	-80,1	-37,5	97,8	-16,6	118,7
año 3	215,4	-80,1	-37,5	97,8	-16,6	118,7
año 4	215,4	-80,1	-37,5	97,8	-16,6	118,7
año 5	215,4	-80,1	-37,5	97,8	-16,6	118,7
año 6	215,4	-80,1	-37,5	97,8	-16,6	118,7
año 7	215,4		-37,5	177,9	-30,2	185,2
año 8	215,4		-37,5	177,9	-30,2	185,2
año 9	215,4		-37,5	177,9	-30,2	185,2
año 10	215,4		-37,5	177,9	-30,2	185,2

El auditor calcula el VAN y la TIR sobre la última columna de los flujos de caja. Para el cálculo del VAN utiliza una tasa de descuento del 12%.

Tabla 3.9: Indicadores económicos de las tres opción de conversión electricidad - GLP

Ítem	opción A	opción B	opción C
VAN [Millones \$]	-456,2	195,4	556,1
TIR	-	44%	80%

Conclusión: De los indicadores calculados se puede apreciar que la conversión energética del horno es económicamente factible sólo para las alternativas B y C, con un factor de conversión de 70% y 80% respectivamente. Se aprecia que pese a que la opción C es 30% más cara que la B, el presentar mayor eficiencia, la hace económicamente más conveniente y por lo tanto el auditor aconseja a la empresa ser muy rigurosos en la especificación técnica de la conversión para lograr una buena eficiencia energética.

4 EJEMPLO DE REFRIGERACIÓN

Situación

Una planta tiene un sistema de refrigeración como uno de los principales consumos de electricidad, ante lo cual, la empresa desea detectar pérdidas de energía del sistema y opciones que permitan mejorar su eficiencia energética. No se dispone directamente de información técnica del sistema, sólo se sabe que representa un consumo entre 100 KW y 150 KW.

Levantamiento de información y mediciones

La cámara de refrigeración del sistema está seteadada para operar a 5°C. El sistema cuenta con un compresor de tornillo. El auditor toma mediciones de la corriente y tensión para determinar la potencia eléctrica utilizada por los compresores, resultando en promedio un consumo de 128 KW.

El auditor mide las presiones y temperaturas del fluido refrigerante en dos puntos, informándose previamente que se trata de R22: a la salida del compresor mide 11,3 bar y 70°C; a la salida del evaporador mide 4,36 bar y -4°C.

Para realizar el balance de energía del circuito de refrigeración el auditor requiere conocer las entalpías en las distintas etapas del ciclo, las cuales las obtiene de una tabla de propiedades del refrigerante R22, de esta forma completa la información del ciclo según se presenta a continuación en una tabla. Con esta información, para una mejor comprensión del ciclo, se elabora un esquema del diagrama presión entalpía:

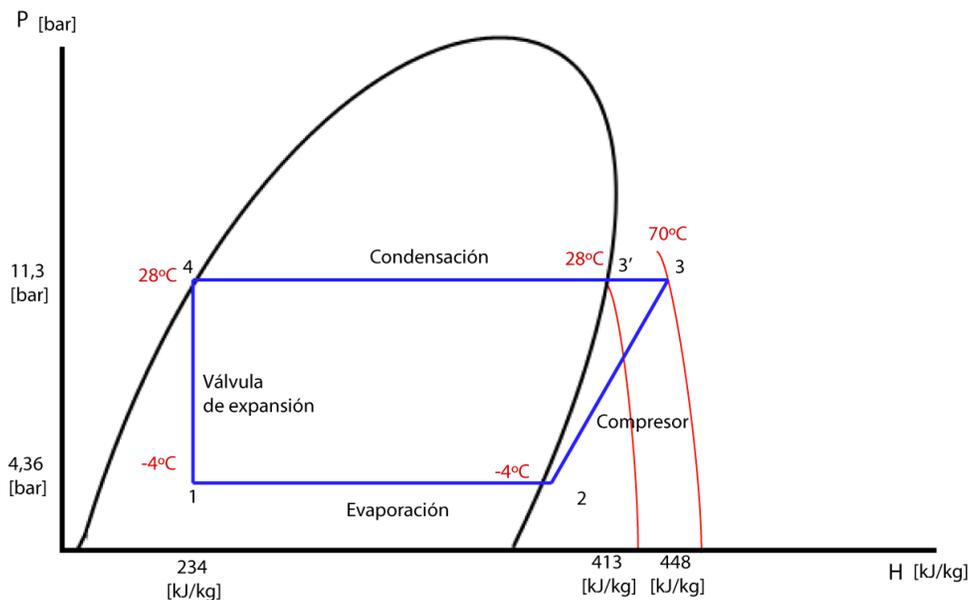


Figura 4.1 Esquema del ciclo de refrigeración en diagrama presión entalpía

Tabla 4.1 Propiedades termodinámicas del ciclo

Ítem	Presión [bar]	Temperatura [°C]	Entalpía (h) [KJ/kg]
Salida compresor (vapor sobrecalentado)	11,3	70	448,0
Salida condensador (líquido)	11,3	28	234,1
Salida válvula (líquido)	4,4	-4	234,1
Salida evaporador (vapor)	4,4	-4	403,4

Mediante una inspección detallada del circuito de refrigeración, el auditor no detecta pérdidas de presión en ningún punto.

Estimación del balance de energía del sistema de refrigeración

Ya conocido el ciclo de refrigeración y el consumo eléctrico del compresor, es posible estimar el flujo de refrigerante a partir de una estimación de la eficiencia del motor eléctrico y del compresor propiamente tal.

Un motor eléctrico con un consumo promedio de 128 KWe puede tener una eficiencia aproximada de 90%. La eficiencia del compresor de tornillo es posible determinarla a partir de eficiencias isentrópica y volumétrica típicas, como las señaladas en la tabla 8.1 de la Guía, considerando una eficiencia mecánica de 97%. De la tabla señalada se toman los siguientes valores:

- Eficiencia isentrópica: 70%
- Eficiencia volumétrica: 87%

$$\eta_{compresor} [\%] = \eta_{isentrópica} [\%] \cdot \eta_{volumétrica} [\%] \cdot \eta_{mecánica} [\%]$$

$$\eta_{compresor} [\%] = 70\% \cdot 87\% \cdot 97\%$$

$$\eta_{compresor} = 59\%$$

Por lo tanto:

$$\eta_{motor-compresor} [\%] = \eta_{motor} [\%] \cdot \eta_{compresor} [\%]$$

$$\eta_{motor-compresor} [\%] = 90\% \cdot 59\%$$

$$\eta_{motor-compresor} [\%] = 53\%$$

Con la eficiencia del motor-compresor y los puntos de operación del ciclo de refrigeración es posible estimar el flujo de refrigerante usando la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{R22} \left[\frac{kg}{s} \right] = \frac{\eta_{motor-compresor} [\%] \cdot Consumo [KWe]}{(h_{compresor}^{salida} - h_{compresor}^{entrada}) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}$$

$$\dot{m}_{R22} \left[\frac{kg}{s} \right] = \frac{53\% \cdot 128 KWe}{(448,0 - 403,4) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}$$

$$\dot{m}_{R22} = 1,521 \left[\frac{kg}{s} \right] \Rightarrow 5.475,9 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

El calor absorbido en el evaporador estará dado por:

$$\dot{Q}_{evap}[kW_t] = \dot{m}_{R22} \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot (h_{evaporador}^{salida} - h_{evaporador}^{entrada}) \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\dot{Q}_{evap}[kW_t] = 1,521 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot (403,4 - 234,1) \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\dot{Q}_{evap} = 257,5 kW_t$$

Para evitar confusiones el consultor estimará los distintos COP que se pueden definir para el sistema de refrigeración. Para ello es necesario estimar la potencia del motor eléctrico o compresor. La ecuación a usar es la siguiente:

$$P_{compresor}[kW] = Consumo_{compresor}[kW_e] \cdot \eta_{motor}[\%]$$

$$P_{compresor}[kW] = 128 kW_e \cdot 90\%$$

$$P_{compresor} = 115,2 kW$$

Además, el evaporador trabaja con 6 ventiladores de 2,7 KW; para los motores eléctricos respectivos se estima una eficiencia de 82%, luego, el consumo de estos ventiladores es de:

$$Consumo_V[kW_e] = \frac{P_V[kW]}{\eta_{motor_V}[\%]}$$

$$Consumo_V[kW_e] = \frac{6 \cdot 2,7 kW}{82\%}$$

$$Consumo_V = 19,8 kW_e$$

Luego:

$$COP_{ciclo} = \frac{(h_{evaporador}^{salida} - h_{evaporador}^{entrada}) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{(h_{compresor}^{salida} - h_{compresor}^{entrada}) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}$$

$$COP_{ciclo} = \frac{(403,4 - 234,1) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{(448,0 - 403,4) \left[\frac{kJ}{kg} \right]} = 3,8$$

$$COP_{eje_compresor} = \frac{\dot{m}_{R22} \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot (h_{evaporador}^{salida} - h_{evaporador}^{entrada}) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{P_{compresor}[kW]}$$

$$COP_{eje_compresor} = \frac{1,521 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot (403,4 - 234,1) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{115,2 kW} = 2,24$$

$$COP_{consumo_compresor} = \frac{\dot{m}_{R22} \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot (h_{evaporador}^{salida} - h_{evaporador}^{entrada}) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{Consumo_{compresor} [kW_e]}$$

$$COP_{consumo_compresor} = \frac{1,521 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot (403,4 - 234,1) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{128 kW_e} = 2,0$$

$$COP_{consumo_sistema} = \frac{\dot{m}_{R22} \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot (h_{evaporador}^{salida} - h_{evaporador}^{entrada}) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{Consumo_{compresor} [kW_e] + Consumo_V [kW_e]}$$

$$COP_{consumo_sistema} = \frac{1,521 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot (403,4 - 234,1) \left[\frac{kJ}{kg} \right]}{128 kW_e + 19,8 kW_e} = 1,74$$

Dado que todos los circuitos cuentan con aislación térmica adecuada. El auditor evalúa las posibilidades de mejorar la eficiencia en el evaporador.

Conclusiones

El COP estimado es un poco bajo para un sistema de refrigeración de estas características; sin embargo hay que tener presente que su valor fue estimado a partir de valores supuestos para la eficiencia del compresor y para su motor eléctrico, particularmente la eficiencia estimada para el compresor es baja; ante esto se sugiere realizar lo siguiente:

- Hacer un levantamiento más preciso de información técnica de estos equipos para verificar el desempeño del sistema en las condiciones de carga de trabajo, contactando al proveedor o buscando los catálogos respectivos.
- Posteriormente, identificar las cargas de operación de la cámara: ocupación de la cámara con productos y considerar las fluctuaciones de las condiciones del tiempo (temperatura y humedad)
- Luego, evaluar mejores puntos de operación para el ciclo de refrigeración o refrigerante incorporando los sistemas de control que sean necesarios, en base a la demanda de frío de la cámara y el tiempo (temperatura y humedad).
- Y por último, en caso de que la variación de carga de sistema sea importante, evaluar el uso de convertidores de frecuencia en el compresor y en los ventiladores del evaporador.

5 EJEMPLOS DE RECUPERACIÓN DE CALOR DE PROCESOS

5.1 EJEMPLO DE RECUPERACIÓN DE CALOR DE BAJA TEMPERATURA: BOMBA DE CALOR

Situación

La fábrica del sistema de frío del ejemplo de refrigeración del capítulo anterior también requiere calor. Entre sus demandas de vapor existe una serie de procesos de lavado que requieren agua caliente a 60°C, actualmente calentada con vapor en intercambiadores de calor de placa conectados con los estanques de almacenamiento de agua respectivos. El agua inicialmente está fría (15°C), el único proceso previo es su ablandamiento.

El mismo consultor, advierte la posibilidad de recuperar calor del condensador del sistema de refrigeración. El condensador actual es enfriado por aire, entonces para implementar esta opción de eficiencia energética, se requerirá reemplazarlo por un condensador enfriado por agua. De esta manera el sistema de refrigeración operaría simultáneamente como una bomba de calor.

Desarrollo de la opción de eficiencia energética

Dada la distancia existente entre los condensadores del sistema de refrigeración y el estanque de agua caliente, va ser necesario emplear un circuito de agua como portador de calor entre el condensador y el estanque de agua caliente de lavado.

Dada las fluctuaciones en la demanda de calor del agua de lavado y dado que no será posible recuperar el calor latente de condensación, por las restricciones técnicas que se indican en el párrafo siguiente, el nuevo condensador se conectaría aguas arriba del condensador enfriado por aire, con las respectivas válvulas de control para el fluido refrigerante y los ventiladores de aire del condensador original.

La temperatura del refrigerante a la salida del compresor es de 70°C y la temperatura de saturación es de 28°C en el condensador (42°C de enfriamiento). Para tener un flujo apropiado de agua como portador de calor y tener un pinch apropiado entre ambos fluidos, sólo es posible recuperar calor del enfriamiento del refrigerante hasta la temperatura de saturación.

El calor disponible a recuperar en la fase de enfriamiento del refrigerante se determina con la ecuación siguiente:

$$\dot{Q}_{cond} [kW_t] = \dot{Q}_{enfriamiento} [kW_t]$$

$$\dot{Q}_{condensador}^{enfriamiento} [kW_t] = \dot{m}_{R22} \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot (h_{c\text{compresor}}^{salida} - h_{condensador}^{vapor_sat}) \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\dot{Q}_{condensador}^{enfriamiento} [kW_t] = 1,521 \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot (448 - 415) \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

$$\dot{Q}_{condensador}^{enfriamiento} [kW_t] = 50,2 kW_t = \dot{Q}_{recuperable} [kW_t]$$

Se considera un intercambiador de tubo y carcasa para el enfriamiento del refrigerante con agua (portador de calor) y un intercambiador de calor de placas conectado al estanque de lavado para calentar el agua de lavado con el circuito de agua portador de calor (ver figura siguiente).

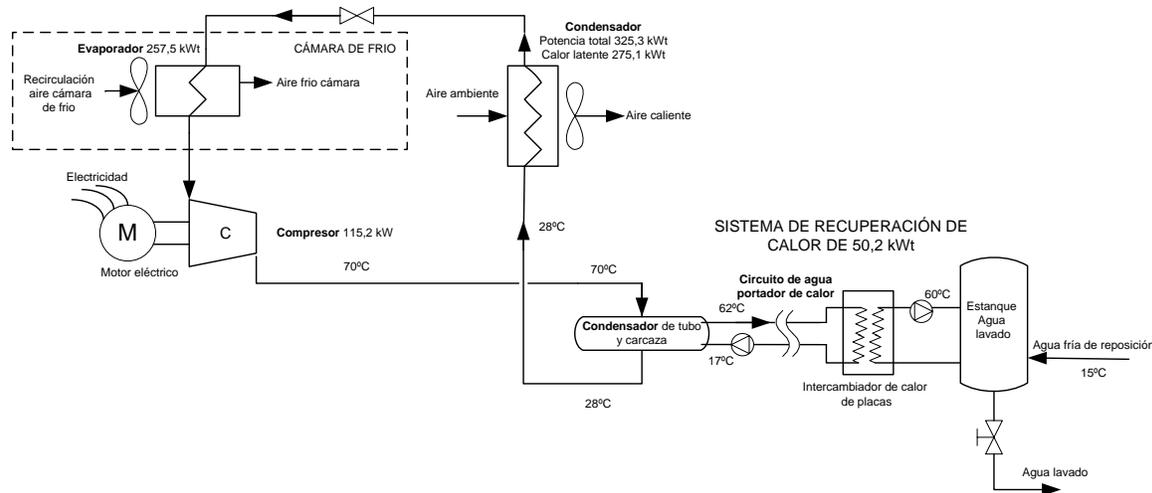


Figura 5.1: Diagrama de flujo esquemático sistema de recuperación de calor con bomba de calor
Fuente: Elaboración propia

Suponiendo que el agua de enfriamiento del condensador llega a este equipo a 17°C (2º de pinch en intercambiador de placas de agua de lavado, inicialmente a 15°C), esta agua como máximo podría llegar a 62°C al enfriar el refrigerante desde 70°C hasta 28°C (pinch de 8°C con el refrigerante en intercambiador de tubo y carcasa), por lo tanto, el caudal de agua del circuito portador de calor (agua-PQ) queda determinado por la ecuación siguiente (el calor específico del agua en KJ/Kg°C es de 4,18):

$$\dot{m}_{agua-PQ} \left[\frac{kg}{s} \right] = \frac{\dot{Q}_{recuperable} [kW_t]}{Cp_{agua} \left[\frac{kJ}{kg^\circ C} \right] \cdot (T_1^{agua-PQ} - T_2^{agua-PQ}) [^\circ C]}$$

$$\dot{m}_{agua-PQ} \left[\frac{kg}{s} \right] = \frac{50,2 kW_t}{4,18 \left[\frac{kJ}{kg^\circ C} \right] \cdot (62 - 17) [^\circ C]}$$

$$\dot{m}_{agua-PQ} = 0,267 \left[\frac{kg}{s} \right] \Rightarrow 16 \left[\frac{lt}{min} \right]$$

Por último, dado que el aumento de temperatura del agua de lavado (de 15°C a 60°C \Rightarrow 45°C) será igual a la diferencia entre las temperaturas extremas del agua portadora de calor (de 17°C a 62°C \Rightarrow 45°C), el caudal de agua de lavado posible de calentar mediante este sistema también será de 16 lt/min; este hecho hace que el intercambiador de placas tenga o requiera una alta efectividad.

Suponiendo que la caldera de vapor, que por lo demás opera con Diesel (PCI 36.176 KJ/lt), tiene una eficiencia de 80% y que el sistema de vapor está en buenas condiciones, el ahorro de Diesel derivado de esta opción de eficiencia energética se estima de la manera siguiente:

$$\dot{m}_{Diesel}^{ahorrado} \left[\frac{lt}{h} \right] = \frac{\dot{Q}_{recuperable} [kW_t] \cdot 3600 \left[\frac{s}{h} \right]}{\eta_{caldera} [\%] \cdot PCI_{Diesel} \left[\frac{kJ}{lt} \right]}$$

$$\dot{m}_{Diesel}^{ahorrado} \left[\frac{lt}{h} \right] = \frac{50,2 kW_t \cdot 3600 \left[\frac{s}{h} \right]}{80\% \cdot 36.176 \left[\frac{kJ}{lt} \right]}$$

$$\dot{m}_{Diesel}^{ahorrado} = 6,2 \left[\frac{lt}{h} \right]$$

Dado que el sistema operaría todo el año (8.760 h/año), con un precio de Diesel de \$350/lt, el ahorro anual de Diesel será de:

$$\dot{m}_{Diesel}^{ahorrado} \left[\frac{lt}{año} \right] = 6,2 \left[\frac{lt}{h} \right] \cdot 8.760 \left[\frac{h}{año} \right]$$

$$\dot{m}_{Diesel}^{ahorrado} = 54.312 \left[\frac{lt}{año} \right]$$

$$Ahorro \left[\frac{\$}{año} \right] = \dot{m}_{Diesel}^{ahorrado} \left[\frac{lt}{año} \right] \cdot Precio_{Diesel} \left[\frac{\$}{lt} \right]$$

$$Ahorro \left[\frac{\$}{año} \right] = 54.312 \left[\frac{lt}{año} \right] \cdot 350 \left[\frac{\$}{lt} \right]$$

$$Ahorro = 19.009.200 \left[\frac{\$}{año} \right]$$

¡Una cifra significativa!

5.2 EJEMPLO DE RECUPERACIÓN DE CALOR DE ALTA TEMPERATURA

En el ejemplo de hornos industriales se plantea la conversión energética de un horno de tratamiento térmico de electricidad a GLP; en la situación actual eléctrica, por problemas de espacio, es imposible precalentar la carga a la entrada del horno, pero al convertir el horno a GLP se deberá agregar una chimenea al horno, lo que abre la posibilidad de recuperar calor de los gases de combustión del horno para precalentar el aire de combustión.

El cuadro siguiente resume el balance de energía del horno usando electricidad y GLP; el consumo de GLP se estimó suponiendo que el consumo de electricidad del horno corresponde al 70% del consumo con GLP; se asume que se mantiene el mismo balance de energía, pero se agregan las pérdidas de calor por gases de combustión.

$$C_{GLP} \left[\frac{kcal}{h} \right] = \frac{C_{Electricidad} \left[\frac{kcal}{h} \right]}{0,7}$$

$$C_{GLP} \left[\frac{kcal}{h} \right] = \frac{1.417.807 \left[\frac{kcal}{h} \right]}{0,7}$$

$$C_{GLP} = 2.025.438 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

Tabla 5.1: Balance de energía del horno con electricidad y con GLP

n _i	Ítem	Electricidad		GLP	
		KW	Kcal/h	Kcal/h	%
1	Calor útil	884,3	760.500	760.500	37,5%
2	Fugas aire caliente	235,8	202.774	202.774	10,0%
3	Agua refrigeración	10,6	9.080	9.080	0,4%
4	Convección y radiación	274,2	235.785	235.785	11,6%
5	Ciclos enfriar calor	187,2	160.992	160.992	7,9%
6	Líneas y transformador	56,6	48.676	-	-
7	Pérdidas gases combustión	-	-	656.307	32,4%
	Consumo	1.649	1.417.807	2.025.438	100,0%
	Eficiencia [%]	53,6%		37,5%	

Fuente: Elaboración propia

Las pérdidas por los gases de combustión no son despreciables, representan el 32,4% del consumo de GLP y se estimaron de la manera siguiente:

$$\dot{Q}_{gases} \left[\frac{kcal}{h} \right] = C_{GLP} \left[\frac{kcal}{h} \right] - \sum_{i=1}^5 n_i \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

$$\dot{Q}_{gases} \left[\frac{kcal}{h} \right] = 2.025.438 \left[\frac{kcal}{h} \right] - (760.500 + 202.774 + 9.080 + 235.785 + 160.992) \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

$$\dot{Q}_{gases} = 656.307 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

Luego, es necesario estimar la temperatura de los gases de combustión en la nueva chimenea del horno, para ello se requiere estimar el caudal de gases, el cual se estima a partir del balance de masa global de la combustión del GLP; el consumo de combustible se estima de la manera siguiente:

$$\dot{m}_{GLP} \left[\frac{kg}{h} \right] = \frac{C_{GLP} \left[\frac{kcal}{h} \right]}{PCI_{GLP} \left[\frac{kcal}{kg} \right]}$$

$$\dot{m}_{GLP} \left[\frac{kg}{h} \right] = \frac{2.025.438 \left[\frac{kcal}{h} \right]}{11.010 \left[\frac{kcal}{kg} \right]}$$

$$\dot{m}_{GLP} = 184 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

Con este dato, más el aire estequiométrico de la combustión del GLP y un exceso de aire, es posible estimar el caudal de gases de combustión (despreciando humedad del aire). El detalle de este tipo de cálculo se muestra en los capítulos 5 y 6 de combustión y de calderas. Los datos y resultados usados en este cálculo se presentan en la tabla siguiente:

Tabla 5.2: Datos y resultados balance de masa combustión del GLP

Datos GLP	unidad	Valor
PCI	Kcal/kg	11.010
A/Cst	Kg _{aire} / Kg _{GLP}	15,7
Exceso de aire combustión	%	15%
Aire combustión	Kg _{aire} /Kg _{GLP}	18,055
Caudal de gases	Kg _{gases} / Kg _{GLP}	19,055

Fuente: Elaboración propia

En la tabla siguiente se presenta el resultado para el caudal de aire, gases y el resultado de la estimación de temperatura de salida de gases (la temperatura de referencia usada es 20°C); el cálculo de la temperatura de gases es un proceso iterativo, ya que el Cp [Kcal/Kg°C] de los gases depende de la temperatura; el Cp de los gases se estimó a partir del Cp del aire y de la correlación en función de la temperatura que se presenta en el gráfico siguiente:

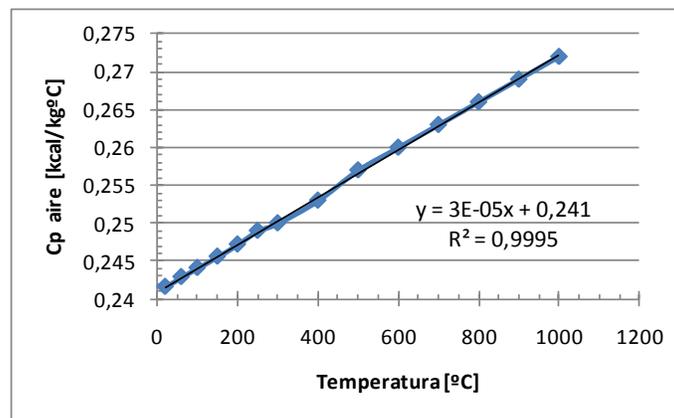


Figura 5.2: Correlación estimada para el Cp de gases de combustión

En el cálculo de la temperatura de salida de los gases del horno, el Cp se evalúa a la temperatura media entre dicha temperatura y la temperatura de referencia (20°C). Primero se escoge una temperatura para los gases, se calcula el Cp y se chequea que el cálculo de dicho calor coincida aproximadamente con la energía de los gases de combustión proveniente del balance de energía del horno. El calor de los gases se calcula con la ecuación siguiente:

$$\dot{Q}_{gases} \left[\frac{kcal}{h} \right] = \dot{m}_{gases} \left[\frac{kg}{h} \right] * Cp_{gases} \left[\frac{kcal}{kg^{\circ}C} \right] * (T_{gases} - T_{referencia}) [^{\circ}C]$$

Tabla 5.3: Estimación de la temperatura de gases a la salida del horno

Ítem	Unidad	Valor
Energía gases combustión (balance)	Kcal/h	656.307
Consumo combustible	Kg/h	184
Aire de combustión	Kg/h	3.321
Caudal de gases	Kg/h	3.505
Temperatura gases estimada (*)	°C	761
Cp gases	Kcal/Kg°C	0,2527
Energía gases combustión (cálculo)	Kcal/h	656.432

(*) Nota: En el caso que la conversión a GLP tuviese un factor de 60% en vez de 70%, la temperatura de los gases sería de 970°C, y si fuese 80%, sería de 547°C.

Fuente: Elaboración propia

Recién en este instante se está en condiciones de estimar la cantidad de calor de los gases posible de recuperar para precalentar el aire de combustión; este también es un cálculo iterativo, ya que además de que el Cp medio en el recuperador de calor, tanto del aire, como de los gases de combustión, varía con las temperaturas extremas de ambos fluidos en el equipo, al disminuir el consumo de combustible en el horno por efecto del precalentamiento del aire, también disminuye el caudal de gases de combustión y por ende también disminuye el calor disponible en los gases a la salida del horno.

Como supuesto para la estimación, el cálculo supone que la temperatura de los gases entre el horno y el recuperador de calor, no varía por efecto del precalentamiento del aire respecto a la situación sin precalentamiento.

El proceso iterativo utiliza la ecuación de balance de energía del recuperador de calor:

$$\dot{m}_{gases} \left[\frac{kg}{h} \right] * Cp_{gases} \left[\frac{kcal}{kg^{\circ}C} \right] * (T_{gases}^{in} - T_{gases}^{out}) [^{\circ}C] = \dot{m}_{aire} \left[\frac{kg}{h} \right] * Cp_{aire} \left[\frac{kcal}{kg^{\circ}C} \right] * (T_{aire}^{out} - T_{aire}^{in}) [^{\circ}C]$$

La iteración comienza por suponer una temperatura de salida del recuperador de calor de los gases de combustión, se calcula el Cp medio de los gases en el equipo, luego el calor útil o transferido al aire en el recuperador de calor, se estima un valor de iteración para el Cp del aire, luego mediante el balance de energía en el recuperador de calor, se calcula la temperatura del aire precalentado y se recalcula el Cp del aire, hasta que el valor estimado para el Cp del aire coincida con el valor calculado. En la tabla siguiente se presenta el resultado de este cálculo:

Tabla 5.4: Estimación del calor recuperado y la temperatura del aire precalentado y Pinch del equipo

Ítem	Unidad	Valor
Temperatura gases entrada recuperador	°C	761
Temperatura gases salida recuperador	°C	551
Calor útil recuperador de calor	Kcal/h	191.897
Cp gases en el recuperador (calculado)	Kcal/Kg°C	0,2607
Cp aire precalentado (estimado)	Kcal/Kg°C	0,2451
Cp aire precalentado (calculado)	Kcal/Kg°C	0,2451

Temperatura aire precalentado (Cp a mano)	°C	256
Pinch	°C	505

El pinch del equipo ocurre entre la temperatura de salida del aire y la temperatura de entrada de los gases al equipo; el valor es bastante grande pero esto reduce el tamaño del equipo; el pinch queda limitado a ese valor por razones físicas del balance de masa de la combustión en el horno y el balance de energía en el recuperador de calor.

Luego, a partir del calor útil del recuperador de calor se recalcula el balance de energía del horno restando a la pérdida original por los gases de combustión en el calor recuperado recién calculado; entonces, el calor recuperado reduce en esa misma cantidad el consumo de energía combustible del horno. En la tabla siguiente se presenta el balance de horno con aire precalentado:

Tabla 5.5: Balance energía horno con aire precalentado

Ítem	Valor
	Kcal/h
Calor útil	760.500
Fugas aire caliente	202.774
Agua refrigeración	9.080
Convección y radiación	235.785
Ciclos enfriar calor	160.992
Energía gases combustión	464.411
Consumo combustible	1.833.541
Ahorro combustible	191.897
Porcentaje de ahorro	9,5%
Eficiencia horno	41,5%

Fuente: Elaboración propia

Entonces se recalcula el consumo de combustible del horno, el caudal de aire de combustión y de gases, se estima un valor para el Cp medio de los gases en el recuperador de calor y se recalcula la temperatura de los gases a la salida del recuperador; entonces se recalcula el Cp hasta que el valor estimado coincida con el valor calculado. Al converger el Cp de los gases, se comparan la temperatura de salida resultante para los gases con la temperatura y el calor útil del recuperador de calor que se habían calculado anteriormente; se iteró hasta tener un error menor al 5% en la temperatura de salida de gases del recuperador y menor a 0,005% en la energía transferida en el equipo o calor útil. En la tabla siguiente se presentan los resultados de este cálculo final.

Tabla 5.6: Chequeo final del balance de energía en el recuperador de calor

Ítem	Unidad	Valor
Efectividad conversión	%	70%
Consumo combustible	Kg/h	167
Aire de combustión	Kg/h	3.007
Caudal de gases	Kg/h	3.173
Cp gases recuperador (estimado)	Kcal/Kg°C	0,2603
Cp gases recuperador (calculado)	Kcal/Kg°C	0,2603
Temperatura gases entrada recuperador	°C	761
Temperatura gases salida recuperador	°C	529
Error temperatura gases salida recuperador	%	4,0%
Calor útil recuperador	Kcal/h	191.900
Error en el calor (*)	%	0,002%

(*) Comparado con el valor del ahorro de combustible de la tabla anterior de 191.897 Kcal/h.
 Fuente: Elaboración propia

Si bien, el recuperador de calor reduce la temperatura de gases de 761°C sólo hasta 529°C con un pinch de 505°C entre los gases y el aire precalentado hasta 256°C, aparece la idea de que el equipo es exergéticamente ineficiente dada la gran diferencia de temperatura entre ambos flujos; pero no es así, ya que sin el precalentador de aire, la diferencia de temperatura entre el aire frío y la temperatura de llama de la combustión es muchísimo mayor, en torno a los 1700°C de diferencia de temperatura. Por lo tanto, el recuperador de calor reduce esta diferencia de temperatura de 1700°C a sólo 500°C, es decir, se reduce en más de 1.000°C, calentando el aire frío con un fluido a menor temperatura que la llama de combustión. Por lo tanto, la eficiencia exergética del conjunto horno-recuperador de calor es mayor al horno puro, gracias a la mayor eficiencia exergética del recuperador de calor.

Finalmente, el precalentador de aire tendría una potencia térmica de 191,9 Mcal/h, generaría un ahorro de combustible de 9,5% y la eficiencia del horno mejora de 37,5% a 41,5%, es decir mejora en un 10,7% (4 puntos de eficiencia sobre los 37,5 estimados para el horno eléctrico convertido a GLP).

6 EJEMPLO DE COGENERACIÓN INDUSTRIAL

Descripción del caso

Una empresa visionaria ubicada en un barrio industrial desea evaluar un proyecto de cogeneración para su autoabastecimiento energético (calor y electricidad) y suministrar calor y electricidad a las plantas vecinas. El empresario sabe que la regulación eléctrica aún no es clara en este aspecto, pero tiene fe en que se generarán las condiciones para esto en pocos años.

Esta planta cuenta con suministro de gas natural y cuenta con grandes estanques de petróleo Diesel, lo cual favorece el abastecimiento de combustible del proyecto de cogeneración y le permite además asegurar suministro a sus eventuales compradores de calor y electricidad.

Para lograr economías de escala en las inversiones, el industrial desea cogenerar todo lo que pueda con el volumen de combustible del cual dispone: 3.500 m³/semana de Diesel y 500.000 m³/día de GN. Así también podrá acceder a menores precios en estos combustibles.

Aún no conoce las demandas de vapor y electricidad de sus vecinos, las cuales sin duda son muy variables en el día y en el año, aunque al sumarlas todas, tal vez resulte una demanda total más pareja; también presupone que las demandas térmicas cubren un amplio espectro de temperaturas, dada la diversidad de rubros industriales que lo rodean.

El empresario piensa dimensionar tres proyectos a nivel de perfil para comenzar con los estudios de prefactibilidad de las distintas opciones, cada uno con una tecnología distinta, ya que al desconocer los perfiles de las demandas a cubrir y sus características no es posible saber a priori cuál es la tecnología técnicamente más conveniente. Obviamente todas las tecnologías se cotizarán duales diesel/gas natural. Las tecnologías son:

- Motores de combustión interna
- Turbina de gas
- Turbina de vapor a condensación con extracción

Dimensionamiento de la capacidad de cada opción de cogeneración

En primera instancia, para simplificar los cálculos, supondrá que los equipos operaran a carga nominal todo el año (máxima carga en operación continua). Los datos para los combustibles son:

Tabla 6.1: Datos combustibles para cogeneración

Ítem	Diesel		Gas natural	
	densidad	850	Kg/m ³	0,75
PCI	10.165	Kcal/kg	8.400	Kcal/ m ³
	8.640	Kcal/lt	11.200	Kcal/kg
Volumen máximo	3.500	m ³ /sem	500.000	m ³ /día
Potencia combustible	209.308	KWt	203.488	KWt

Fuente: Elaboración propia

La potencia térmica calculada en la tabla anterior considera usar todo el volumen de combustible durante los 7 días de la semana las 24 horas del día.

En la tabla siguiente se presenta el balance de energía que tiene comúnmente cada una de estas tecnologías y la eficiencia del tipo de caldera asociada a la tecnología (caldera recuperadora para el motor y turbina de gas y caldera de alta presión de vapor sobrecalentado para la turbina de vapor):

Tabla 6.2: Balance de energía estimado de tecnologías de cogeneración

Balance energía	MCI	TG	TVcond_ext
Eficiencia caldera (*)	75%	80%	85%
Calor gases de combustión	29%	59%	0%
Vapor a proceso	22%	47%	60%
Electricidad	40%	35%	20%
Calor refrigeración	25%	0%	0%
Pérdidas no aprovechables	6%	6%	20%
Total	100%	100%	100%

(*) Corresponde a la eficiencia de la caldera recuperadora de calor generadora de vapor (HRSG en inglés) del motor de combustión interna y de la turbina de gas.

Fuente: Elaboración propia

El vapor de proceso, en el caso del motor y turbina de gas se obtiene multiplicando el calor en los gases por la eficiencia de la caldera recuperadora. El vapor de proceso de la turbina de vapor deriva del balance de energía de esa tecnología.

Con los datos del cuadro anterior, se calcula la generación de calor útil y electricidad de cada tecnología considerando una potencia combustible disponible de 200.000 KWt, multiplicando este valor por el ítem respectivo del balance de energía anterior.

Tabla 6.3: Cogeneración de electricidad y calor por tecnología

Generación	Unidad	MCI	TG	TVce
Consumo combustible	KW	200.000	200.000	200.000
Electricidad	KW	80.000	70.000	40.000
Vapor a proceso	KW	43.500	94.400	120.000
Calor bajo 100°C	KW	50.000	0	0
Total cogeneración	KW	173.500	164.400	160.000
Eficiencia global	%	86,8%	82,2%	80,0%
Vapor cogenerado	Ton/h	74,8	162,4	206,4

Fuente: Elaboración propia

El vapor generado se calculo suponiendo una entalpía de 500 Kcal/kg (2.093 KJ/kg) para el vapor de proceso.

Análisis de resultados

La tabla anterior evidencia los distintos atributos de cada tecnología:

- Respecto a la tecnología con motor de combustión interna, tal vez se requieran 4 motores de 20 MWe cada uno por restricciones de tamaño de la tecnología; figura como la opción más eficiente, pero ello presupone aprovechar todo el calor de los circuitos de refrigeración y ello no es siempre posible
- La turbina a gas podría ser única o tal vez 2, según las ofertas técnicas y económicas que surjan, considerando que las turbinas de gas de mayor tamaño son más eficientes, pero 2 pueden dar mayor flexibilidad en la operación;
- Respecto a la turbina de vapor, la cantidad de unidades dependerá más bien de las extracciones de vapor que se requieran para cubrir todas las demandas de vapor de proceso, tal vez con distintos niveles de presión y de las extracciones de vapor posibles de hacer en la turbina, respectivamente.
- Dado que la turbina de vapor genera bastante menos electricidad que las otras tecnologías, si las modificaciones a la regulación eléctrica no cambian, tal vez convenga limitar esta tecnología para autoabastecimiento eléctrico y sólo comercializar vapor a las industrias vecinas. En tal caso, tal vez convenga pensar en turbina de vapor a condensación con extracciones para vapor de procesos, dado que esta tecnología es mucho más versátil en cuando a cogenerar más o menos vapor de proceso y electricidad.

Además de esto, una vez conocidas las demandas de vapor será necesario analizar sus fluctuaciones horarias, dado que estas tecnologías son muy distintas en cuanto a eficiencias a carga parcial y carga variable, con distintas velocidades de respuesta e inercia, todo lo cual definirá la mejor opción técnica y económica **para este proyecto innovador y pionero en Chile**

7 EJEMPLO DE INSTALACIONES ELÉCTRICAS Y FACTOR DE POTENCIA

Durante el recorrido a una planta industrial, el consultor es acompañado por el encargado de mantención de la planta, quien comenta que dentro de ésta, se tienen los diferentes sectores conectados en forma independiente a la red eléctrica, mediante diferentes contratos con la empresa eléctrica. El sector objetivo de la presente visita es la planta de molienda, en la cual se cancela mensualmente, multa por mal factor de potencia. El equipo para aminorar en parte esta situación, consiste en un condensador de 40 KVAR.

El gerente de mantención, indica que actualmente, dentro de la planta, operan con tres correas transportadoras iguales, las que funcionan cada una con un motor de inducción de 30 KW, funcionando a plena carga, con un factor de potencia de 0,93, cada uno. Adicionalmente, al ser la planta un recinto cerrado, se hace uso de iluminación, la cual el encargado de mantención indica que la suma total de potencia por iluminación es de 10 KW, y las lámparas utilizadas son todas iguales (LFC), que por catálogo del fabricante tienen un factor de potencia de 0,6. Sin embargo, el mayor consumo de esta planta corresponde a un molino, el cual es impulsado por un motor de inducción de 300 KW, funcionando a plena carga, con un factor de potencia de 0,83.

El consultor recorre las instalaciones identificando que, el empalme de la planta es de 30KV, con un transformador de 450 KVA.

La información antes reunida se puede resumir en el siguiente diagrama:

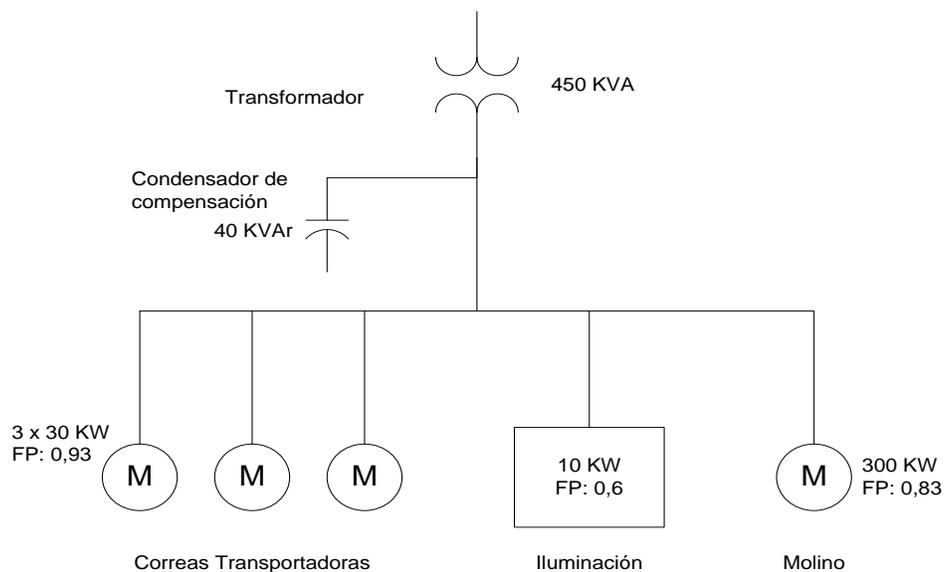


Figura 7.1: Instalación eléctrica en la Planta

Con los datos reunidos, el consultor supone a priori que se debe aumentar la compensación de reactivos en la planta. Para dimensionar correctamente el banco de condensadores necesario, el consultor deberá seguir los siguientes pasos de cálculo propuestos:

- La Potencia Activa, Reactiva y Aparente total requerida en la planta.
- El Factor de Potencia con que opera actualmente la planta.
- El Factor de Potencia con el que debería operar la planta.
- La Potencia Reactiva Máxima que puede requerir la planta de la red.
- La cantidad de reactivos a compensar.
- Efectos en la instalación eléctrica (principales componentes) de la modificación en la compensación de reactivos.

Cálculo de la Potencia Activa, Reactiva y Aparente total requerida en la planta

Datos de Entrada:

- Motores Correas Transportadoras:
 - Potencia: 30kW
 - Factor de Potencia: 0,93
 - Cantidad: 3
- Iluminación:
 - Potencia: 10kW
 - Factor de Potencia: 0,6
- Motor del Molino:
 - Potencia: 300kW
 - Factor de Potencia: 0,83

Para el cálculo del factor de potencia, se debe calcular previamente la demanda total de la planta en potencia activa, y potencia reactiva. Para el cálculo de la potencia reactiva a partir de los datos de entrada de potencia activa y factor de potencia, se hará uso de la siguiente ecuación:

$$Pot. Reactiva = Pot. Activa \cdot \tan(\cos^{-1}(f.p.))$$

La tabla siguiente resume los valores para cada uno de los equipos:

Tabla 7.1: Potencias Activas y Reactivas por Equipo.

Equipo	Potencia Activa	Factor de Potencia	Potencia Reactiva Calculada
Correas Transportadoras (x3)	90[KW]	0,93	35,57[KVAr]
Iluminación	10[KW]	0,6	13,33[KVAr]
Molino	300[KW]	0,83	201,6[KVAr]
Total	400[KW]	-	250,5[KVAr]

Considerando la compensación actual de reactivos, se descuenta de la Potencia Reactiva Calculada, la capacidad del condensador actual (40[KVAr]), lo cual da como resultado una Potencia Reactiva Total (Compensada) de 210,5[KVAr].

Finalmente, la Potencia Aparente Total demandada se puede calcular como:

$$Pot. Aparente Total = \sqrt{Pot. Activa Total^2 + Pot. Reactiva Total^2}$$

$$Pot. Aparente Total = \sqrt{400[KW]^2 + 210,5[KVAr]^2}$$

$$Pot. Aparente Total = 452,01[KVA]$$

Cálculo del Factor de Potencia con que opera actualmente la planta

$$\text{Factor de Potencia} = \frac{\text{Potencia Activa Total}}{\text{Potencia Aparente Total}}$$

$$\text{Factor de Potencia} = \frac{400[\text{KW}]}{452,01[\text{KVA}]}$$

$$\text{Factor de Potencia} = 0,88$$

Factor de Potencia con el que debería operar la planta

De los cálculos previos, la planta funciona con un FP de 88%. El auditor concluye que efectivamente la planta no está operando con factor de potencia adecuado, el cual según lo indica la NTSyCS, para el nivel de voltaje de la conexión, éste debe ser de un mínimo de 0,96 inductivo, y un máximo de 0,98 capacitivo.

El consultor explica al encargado, que para mejorar el factor de potencia, se debe aumentar la compensación de reactivos, mediante la compra de un banco de condensadores, lo cual permitirá reducir el consumo de potencia reactiva. Adicionalmente, con el reemplazo del condensador actualmente utilizado para compensar, por un banco de condensadores de menor tamaño, permitirá un control más fino sobre el factor de potencia en función de la demanda. El tener un solo condensador no deja muchas opciones de control: sólo conectado o desconectado, mientras que un banco de condensadores con condensadores pequeños, y con control automático sobre el factor de potencia, nos daría una mejor opción de control, variando el número de condensadores conectados. Así, por ejemplo, de tener una situación en la que los consumos del sector son bajos, la Potencia activa del sector disminuye, pero por lo general la potencia reactiva del sistema no tiene tales variaciones, con lo cual el factor de potencia empeora, situación que se puede compensar de mejor manera utilizando un banco de condensadores en vez de un único condensador.

Cálculo de la Potencia Reactiva Máxima que puede requerir la planta de la red

El consultor propone sacar el condensador actual e instalar un banco de condensadores con control automático, dimensionado para mejorar el factor de potencia y llevarlo a 0,96, como lo exige la Norma. El consultor calcula las dimensiones de dicho banco:

Datos de Entrada:

- Factor de Potencia Requerido: 0,96
- Potencia Activa Total: 400[KW]

Con la información entregada, el consultor calcula que el máximo de reactivos que se pueden demandar de la red, dada la potencia y el factor de carga mínimo dado por la NTSyCS, es de 116,67[KVAr].

Cálculo de la cantidad de reactivos a compensar

Como se calculó anteriormente, la Potencia Reactiva Total requerida por la planta (sin considerar compensación alguna), es 250,5[KVAr], por lo cual, la mínima potencia reactiva a compensar mediante el nuevo banco de condensadores, corresponde a la diferencia entre la Potencia Reactiva Total que demanda la planta, menos la Potencia Reactiva Máxima que se puede requerir de la red.

$$\text{Pot. Reactiva a Compensar} = \text{Pot. Reactiva Total} - \text{Pot. Reactiva Máxima}$$

$$\text{Pot. Reactiva a Compensar} = 250,5[\text{KVAr}] - 116,67[\text{KVAr}]$$

$$Pot. Reactiva a Compensar = 133,84[KVAr]$$

En base a los resultados, para compensar el factor de potencia, se debería cambiar el capacitor original por un banco con control automático del factor de potencia, de un mínimo de 134[KVAr], aunque se recomienda que sea de una capacidad levemente superior (sobredimensionar un 10%) para compensar variaciones transitorias. De este modo, el banco a adquirir, será de 150[KVAr].

Efectos en la instalación eléctrica (principales componentes) de la modificación en la compensación de reactivos

Con la información antes recopilada, el consultor desea saber el estado de la instalación eléctrica, en particular, el dimensionamiento del transformador, antes y después de la modificación propuesta, de modo de comparar cómo varía la carga en éste.

Datos de Entrada:

- Potencia Nominal Transformador: 450[KVA]
- Potencia Requerida por la Planta antes de la modificación (Potencia Aparente Total): 452,01[KVA]
- Potencia Activa Requerida (Total): 400[KW]
- Potencia Reactiva Requerida (Total): 250,5[KVAr]
- Compensación de Potencia Reactiva: 150[KVAr]

Bajo una simple inspección, el consultor detecta que en el régimen de operación actual de la planta, se está funcionando levemente por sobre la capacidad máxima del transformador, lo cual pone en serio riesgo la confiabilidad de éste, aumentando considerablemente las probabilidades de falla inesperada en el transformador, por lo cual es urgente tomar medidas al respecto.

Dado que se ha sugerido la instalación del banco de condensadores, el consultor desea saber si esta simple medida es suficiente para el correcto funcionamiento en la planta:

$$Pot. Reactiva Requerida (con Compensación) = Pot. Reactiva Requerida (Total) - Compensación de Pot. Reactiva$$

$$Pot. Reactiva Requerida (con Compensación) = 250,5[KVAr] - 150[KVAr]$$

$$Pot. Reactiva Requerida (con Compensación) = 100,5[KVAr]$$

$$Pot. Aparente Total = \sqrt{Pot. Activa Total^2 + Pot. Reactiva Total (con Compensación)^2}$$

$$Pot. Aparente Total = \sqrt{400[KW]^2 + 100,5[KVAr]^2}$$

$$Pot. Aparente Total = 412,43[KVA]$$

$$Factor de Carga del Transformador = \frac{Potencia Aparente Total}{Potencia Nominal del Transformador}$$

$$\text{Factor de Carga del Transformador} = \frac{412,43[kVA]}{450[kVA]}$$

$$\text{Factor de Carga del Transformador} = 91,7\%$$

A pesar de la considerable disminución en el factor de carga del transformador, el consultor recomienda siempre sobredimensionar las instalaciones eléctricas en al menos un 10% por razones de seguridad y confiabilidad en la prevención de fallas, tanto en conductores como en los transformadores, además de poder soportar los aumentos en la corriente transitoria que se suele dar a la partida de los motores. Dado que el transformador bajo estudio no cumple este rango de tolerancia, adicionando a esto que ha estado trabajando durante un tiempo considerable a condiciones incluso por sobre la nominal, y absorbiendo aumentos de corrientes transitorias, lo cual afecta al rendimiento de dicho transformador, y a su confiabilidad frente a la posibilidad de fallas imprevistas, el consultor recomienda la instalación de un transformador de mayor capacidad, para funcionar en paralelo con el transformador actual.

Así también, como las instalaciones eléctricas suelen dimensionarse en forma similar al transformador, se recomienda la instalación de una nueva línea eléctrica (con el nuevo transformador), en paralelo a la actual. De este modo, el tener 2 líneas eléctricas de impedancia y capacidades similares, permitirá una disminución considerable de la corriente, una menor carga en ambos transformadores, lo cual disminuye las pérdidas por ineficiencia en estos equipos, y por sobre todo, aumenta la confiabilidad de la red ante cualquier falla imprevista en transformadores o los conductores, en particular, ante la falla de un transformador, el otro será capaz de alimentar totalmente la planta (duplicidad en la instalación eléctrica, que aumenta la confiabilidad).

8 EJEMPLOS DE MOTORES ELÉCTRICOS Y VARIADORES DE FRECUENCIA:

8.1 EJEMPLO COMPENSACIÓN DE FACTOR DE POTENCIA Y CARGA VARIABLE EN SISTEMAS SE BOMBEO

En una planta industrial con una conexión a la red de 30kV, se tiene un sistema de bombeo, consistente en una bomba de 60 HP, accionada por un motor de igual potencia. Los requerimientos de la planta, hacen que la bomba funcione a plena carga durante ciertos períodos de tiempo, pero pasando inmediatamente a un funcionamiento en vacío cuando se ha cumplido su tarea.

Los datos originales de placa valen:

- Potencia nominal: 60HP
- Factor de Potencia: 0,94
- Eficiencia: 93%

Adicionalmente, se informa que cuando se adquirió este motor (el consumo más importante de la planta), se calculó en base a los datos de placa, la potencia reactiva a compensar.

Pregunta:

¿De qué tamaño debiera ser el condensador a instalar?

Respuesta:

Es importante notar en este punto que la Potencia Reactiva a calcular, por ser una variable eléctrica, es a la entrada del motor. Por convención, cuando se caracteriza un motor eléctrico según su potencia, depende de las unidades utilizadas, si se esta potencia se refiere a la entrada de éste o a su salida (en el eje). De este modo, una potencia caracterizada en unidades de HP, se está refiriendo a la potencia mecánica en el eje del motor (a la salida). Por otra parte, la potencia que se ha caracterizado en unidades de KW, se refiere a la potencia (activa) eléctrica demandada por el motor (a la entrada).

La transformación de la potencia del motor a la entrada de éste, a partir de su potencia mecánica (y viceversa), viene dado por:

$$1^{\circ} \text{ La transformación de unidades de la potencia: } 1[HP] = 0,746[kW]$$

$$2^{\circ} \text{ La eficiencia del motor, dado por: } \textit{Potencia Mecánica} = \textit{Potencia Eléctrica} \cdot \eta$$

Con esta información, resulta una potencia Activa Nominal del motor de 48,13[KW]. La Potencia Reactiva Nominal se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$\textit{Potencia Reactiva Nominal}[kVAr] = \textit{Potencia Activa Nominal}[kW] \cdot \tan(\cos^{-1}(f.p.))$$

Reemplazando los datos, se obtiene una Potencia Reactiva Nominal de 17,47[KVAR] a la entrada del motor.

Con la compensación de reactivos calculada, el motor debiera funcionar con un $\text{fp}=1,0$, al menos mientras funciona a potencia nominal, y al ser el principal consumo en la planta, no debería haber mayores problemas en cuanto a compensación de reactivos. Sin embargo, se informa que por parte de la compañía proveedora se han recibido multas por mal factor de potencia.

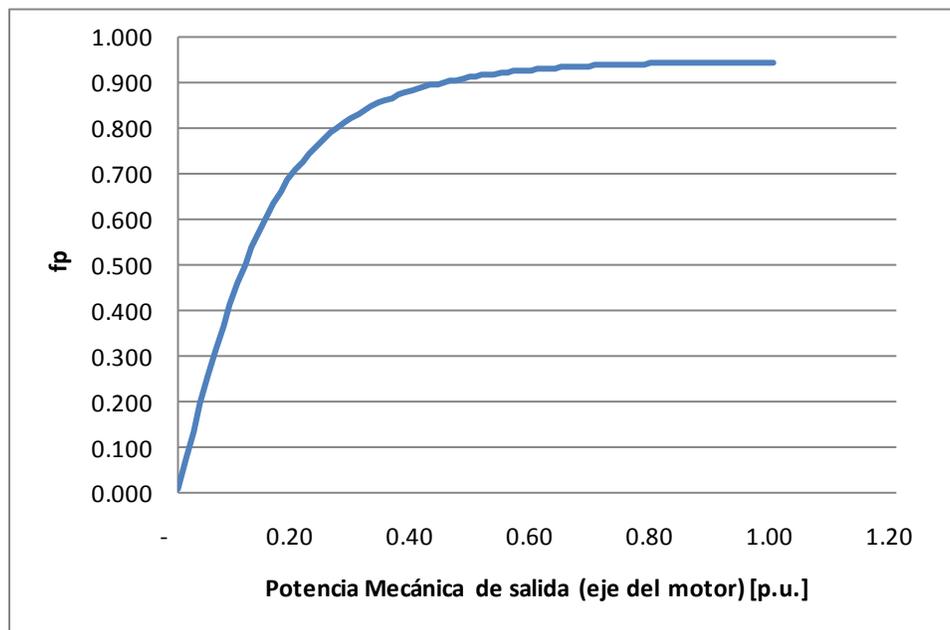
Pregunta:

¿Qué explicación tiene esta situación?

Respuesta:

La cantidad de reactivos calculada, se ha basado en los datos nominales del motor, tanto de potencia activa, como de su factor de potencia. En la práctica, así como varía la potencia activa que requiere el motor, también varía el factor de potencia del motor, y aunque en menor medida, no deja de ser importante la variación de la potencia reactiva requerida por el motor.

La siguiente gráfica muestra, para un motor de 60HP, la variación del factor de potencia en función de su carga (potencia mecánica). Se puede visualizar que el factor de potencia depende directamente de la carga mecánica del motor, reduciéndose considerablemente cuando el motor tiene poca carga mecánica (bajo un 40%).



**Figura 8.1: Factor de Potencia en función de la carga mecánica.
La Base de la Potencia Mecánica en el eje del motor es de 60[HP].**

En la siguiente figura se ha graficado la potencia reactiva requerida por el motor, para diferentes grados de carga mecánica del motor. Se puede apreciar que para cargas mecánicas superiores al 40%, la variación de la potencia reactiva es importante con respecto a las variaciones de la potencia mecánica, lo que se traduce en un factor de potencia prácticamente invariable en torno a los puntos de operación, tal como muestra el gráfico antes descrito.

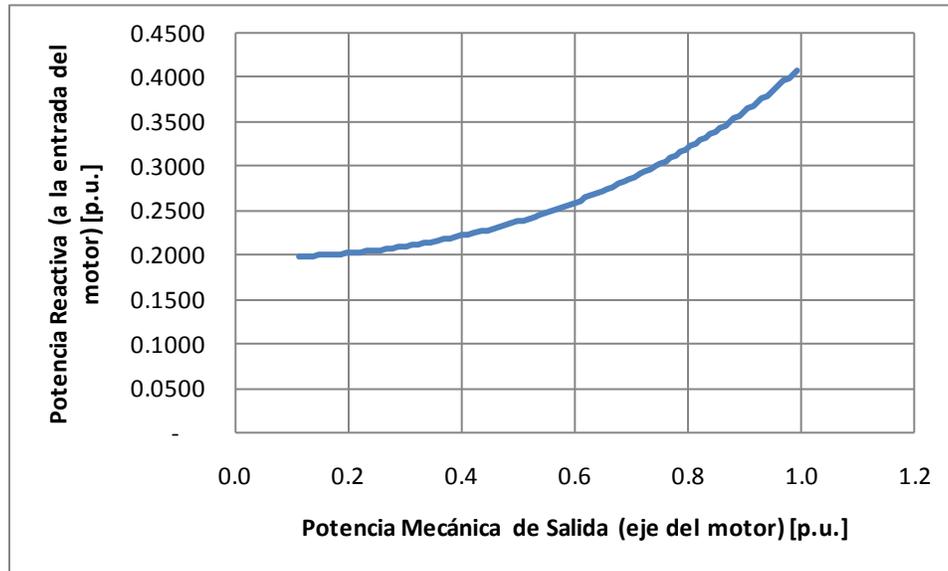


Figura 8.2: Potencia Reactiva en función de la Potencia Mecánica
 La Base de la Potencia Mecánica en el eje del motor es de 60[HP].
 La Base de la Potencia Reactiva a la entrada del motor es de 42,95[KVAr].

Bajo una carga del 40%, se puede apreciar que la potencia reactiva del motor no tiene mayores variaciones, manteniéndose prácticamente estable en torno a la mitad de los requerimientos de reactivos que tiene el motor a plena carga. Esto se debe a que al disminuir la carga mecánica en el motor, la corriente que circula por el motor disminuye, reduciendo la potencia reactiva en las inductancias de fuga en el rotor y el estator, pero no así la corriente de magnetización del motor.

Esto se traduce en una disminución de la potencia activa, pero no de la reactiva, lo cual implica una importante variación en el factor de potencia del motor.

Sin embargo, el problema que está sucediendo con la compañía proveedora de electricidad, es que el condensador instalado junto al motor, con la finalidad de inyectar los reactivos que el motor requiere, se ha dimensionado para la carga nominal del motor. Esto significa que cuando baja la carga mecánica del motor, como se vio en las gráficas anteriores, baja también la cantidad de reactivos que éste requiere, a aproximadamente, la mitad (8,5[KVAr]). Esto significa, que el condensador instalado empieza a inyectar reactivos a la red eléctrica de distribución (8,97 [KVAr]), lo cual se encuentra sancionado por la Norma Técnica de Seguridad y Calidad de Servicio (NTSyCS), la cual rige tanto la cantidad de reactivos demandados de la red, como los inyectados a ésta, a través del factor de potencia, el cual se encuentra restringido en este caso (para una tensión de 30kV), a 0,96 inductivo, y 0,98 capacitivo. Debe recordarse que la norma NTSyCS comienza a aplicarse a partir de Mayo 2005.

Pregunta:

¿Qué medidas tomaría usted para solucionar este problema, sabiendo que el condensador cumple su funcionalidad cuando el motor funciona a plena carga?

Respuesta:

La solución que se utiliza en estos casos es la adquisición de un banco de condensadores, de pequeño tamaño, con un control automático. De esta forma, es tarea del control automático el ir conectando/desconectando condensadores, de modo de mantener el factor de potencia programando.

Pregunta:

En cuanto a la eficiencia del motor, ¿cómo afectan estas variaciones de carga en la eficiencia del motor?

Respuesta:

Así como el factor de potencia del motor depende de la carga del motor, también depende su eficiencia, la cual, según datos entregados por el fabricante, comienza a decrecer considerablemente bajo el 40% de la carga nominal del motor.

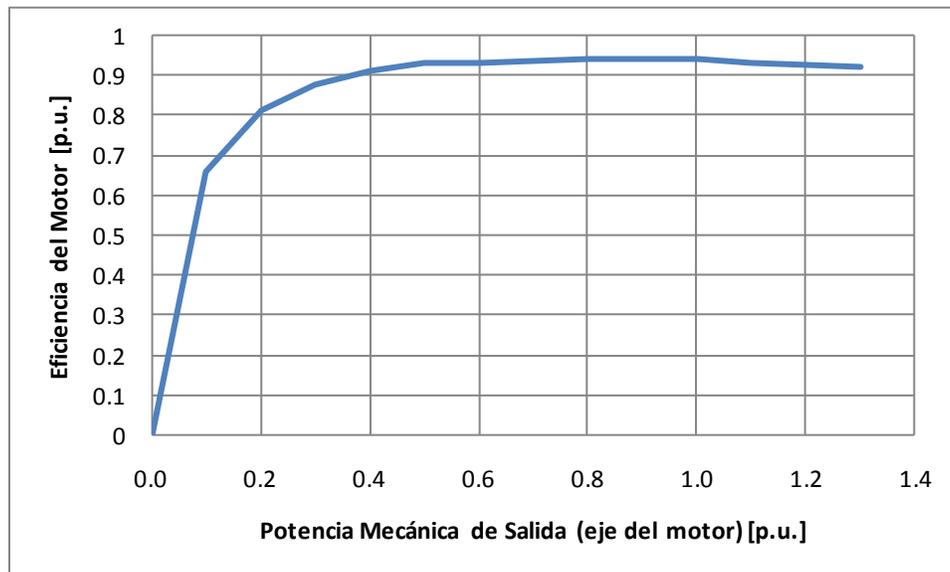


Figura 8.3: Eficiencia del Motor en función de la Potencia Mecánica
La Base de la Potencia Mecánica en el eje del motor es de 60[HP].

Debido a lo anterior, se recomienda siempre trabajar con el motor en puntos de operación sobre el 40% de su potencia nominal, evitando funcionamientos en baja carga del motor.

Pregunta:

Debido a la variabilidad de la carga en el sistema de bombas, se ha manifestado el interés en la adquisición de un variador de velocidad, el cual han oído que puede controlar el flujo de bombeo, y además ahorrar energía. ¿Qué impactos directos e indirectos, puede tener la instalación de un VDF en esta planta?

Respuesta:

La instalación de un VDF para la bomba, permitirá importantes ahorros de energía en la planta, ya que se puede programar una velocidad de giro menor en el motor, reduciendo las variaciones en la carga eléctrica,

eliminando los períodos de giro en vacío de la bomba, y a velocidad nominal, lo que reducirá también los períodos y costos de mantenimiento de la bomba, y aumentará su vida útil.

Adicionalmente, el VDF se puede programar para variar tanto el voltaje como la frecuencia entregada al motor, por lo cual siempre se podrá trabajar en el punto de operación óptimo del motor, mejorando considerablemente su eficiencia de funcionamiento.

Así también, en cuanto al problema del factor de potencia antes abordado, la instalación de un VDF eliminaría por completo dicho problema. Esto debido a que la primera etapa de un VDF es un rectificador de la corriente, el cual será luego alternado con una frecuencia según los requerimientos. Mediante el proceso de rectificado de la corriente, la red eléctrica siempre verá al VDF (y por consiguiente, al motor) como una carga resistiva (es decir, sin componentes de potencia reactiva, con un factor de potencia unitario), lo cual eliminaría la necesidad de utilizar algún medio de compensación de reactivos (ya sea manual o automatizado).

Entre los problemas que pueden aparecer con la instalación de un VDF, se encuentran las corrientes armónicas que éste puede inyectar a la red, las cuales, si bien de por sí son por lo general inofensivas, y no afectan a la eficiencia energética en la planta, de haber otros componentes capacitivos o inductivos en la planta, puede existir el riesgo de resonancia en algún equipo en la planta, pudiendo dañarlo permanentemente si no se corrige a tiempo.

8.2 EJEMPLO DE CORREA TRANSPORTADORA Y VARIADOR DE FRECUENCIA

En el desarrollo de una auditoría energética en una planta industrial, se desea evaluar el ahorro anual de energía al incorporar un VDF en el motor que acciona una correa transportadora debido a exigencias futuras en el proceso de producción se desea controlar la velocidad para efectuar reparto de carga.

El consultor observa en su visita que la correa se encuentra inclinada, tal como se ilustra en la Figura 8.4:

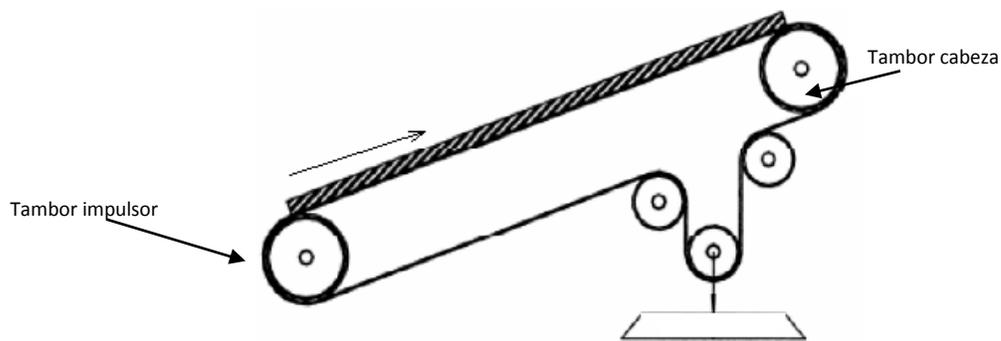


Figura 8.4: Correa transportadora.

El departamento de producción trabaja desde las 8am hasta las 8pm durante 5 días a la semana, 50 semanas al año. A futuro, el flujo de material a transportar se disminuiría alrededor de un 10% del actual valor promedio para lograr un reparto de carga constante durante las horas de operación diarias.

Metodología de trabajo para realizar la evaluación técnica.

Para llevar a cabo la evaluación técnica de incorporar VDF a la operación, el consultor estima necesario:

Conocer la potencia consumida ante las variaciones registradas durante el día y para el flujo promedio actual de material. Para ello, el consultor registra el flujo de material a lo largo de 12 horas de operación.

Debido a que la instalación de VDF exige al motor, el uso en motores antiguos no es el óptimo, debido a esto, se evalúa el cambio de motor adecuado para las condiciones de operación e instalación de VDF.

Evaluar ahorro de energía al instalar VDF.

Resultados.

El consultor en su visita recopila información para evaluar la operación del motor que acciona la correa transportadora, un motor estándar de potencia nominal 18HP del año 1965, pero su dimensionamiento original no responde a las necesidades actuales de la empresa, sobrecargándolo durante las horas punta de producción.

Flujo de material promedio.

El departamento de producción maneja la siguiente información de flujo de material:

Tabla 8.1: Flujo de material.

Flujo de material [Ton/h]	Duración[hrs]
2100	1
1600	4
1300	5
1800	2

Fuente: Departamento de producción planta.

En la Figura 8.5 se encuentra graficado el flujo de material transportado por la correa:

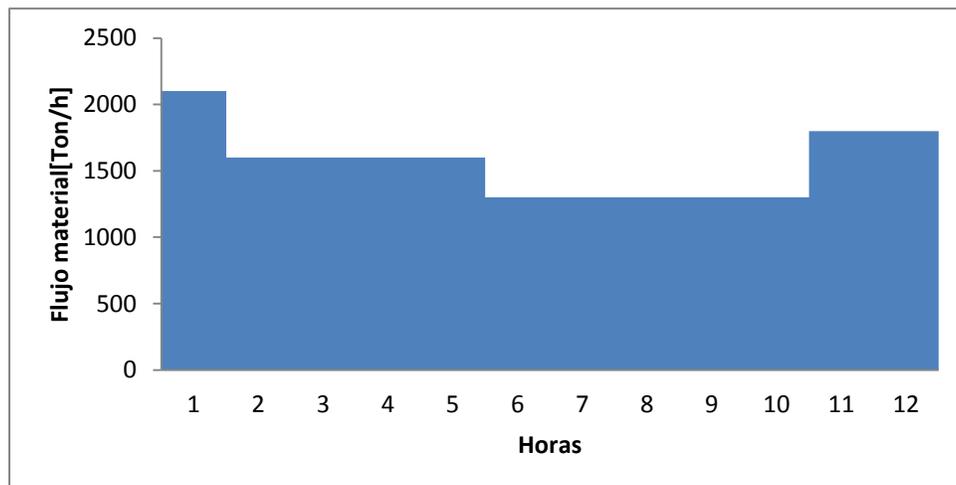


Figura 8.5: Flujo de material

Calculando el flujo de material promedio a partir de la figura 2, se obtiene 1550[Ton/h].

Potencia consumida.

El consultor calcula la potencia requerida por la correa transportadora para la condición de operación actual, y reúne los siguientes datos:

Datos de entrada:

Largo correa (L): 70[m]

Flujo de material (Fm): 431[Kg/s]

Velocidad de la correa (V_{correa}): 2,54[m/s]

Altura de elevación (H): 22[m]

La ecuación para calcular la tensión efectiva en la correa es:

$$T_e = W_m \cdot (L \cdot K_y + H) + roce$$

Donde, Ky=0,022, factor de carga que representa la resistencia a la flexión de la correa y del material al pasar sobre los polines¹.

Se desarrolla el cálculo para 2100[Ton/h], y se repite para los períodos siguientes.

El peso por unidad de largo de la correa estaría dado por:

$$W_m = F_m / V_{correa} = 229,7 \text{ Kg/m}$$

Se considera un 18% por roce, por lo tanto reemplazando se obtiene:

$$T_e = 6377,8 \text{ [N]}$$

La potencia mecánica requerida estaría dada por:

$$P[KW] = T_e[N] \times V_{correa} \left[\frac{m}{s} \right]$$

Reemplazando los valores obtenidos anteriormente, obtenemos:

$$P[KW] = 6377,8 \cdot 2,54$$

$$P[KW] = 16,2KW$$

$$P[HP] = 21,7HP$$

Repitiendo el cálculo anterior para cada etapa, se obtiene:

¹ CEMA: Belt Conveyor for Bulks Materials, Conveyor Equipment Manufacturers Association, 5ta Edición, USA, 1997.

Tabla 8.2: Potencia mecánica requerida

Flujo de material[Ton/h]	Potencia mecánica requerida[HP]	fc [%]
2100	21,7	121
1600	16,5	92
1300	13,4	75
1800	18,6	103

Como se aprecia en los resultados, ante las actuales condiciones de operación, para el valor máximo de flujo de carga el motor trabajaría sobrecargado. Cambiar el motor estándar actual por uno de alta eficiencia con una potencia nominal mayor, cubriría los requerimientos de potencia del proceso.

El consultor, evalúa la potencia requerida para un flujo de material promedio.

En base a los resultados anteriores, se compara la tabla con los valores medidos y se ajusta a partir de esa medición el parámetro en cuestión: flujo de material promedio de 1550[Ton/h], y repitiendo el procedimiento, el consumo de potencia promedio estaría dado por:

$$W_m = F_m / V_{\text{correa}} = 164 \text{ kg/m}$$

$$T_e = 4707,4 [\text{N}]$$

$$P [\text{KW}] = 4707,4 \cdot 2,54$$

$$P [\text{KW}] = 11,956 \text{ kW}$$

$$P [\text{HP}] = 16 \text{ HP}$$

El consultor concluye del análisis que, si se mantuviera un flujo constante igual al promedio diario actual de 1550[Ton/h] durante el día, el motor funcionaría con un factor de carga de 89%.

Ahorro anual por cambio de motor.

El consultor recomienda la instalación de un nuevo motor, dimensionado para cubrir las fluctuaciones del proceso (motor de 22[HP], eficiencia de 92%). El ahorro anual de energía para una condición de operación de 1550[Ton/h], debido al cambio del motor estaría dado por:

$$\text{Ahorro anual de Energía (KWh/año)} = 0,746 \cdot \text{HP} \cdot \frac{f_c}{100} \cdot t \cdot \left(\frac{100}{\eta_{\text{std}}} - \frac{100}{\eta_{\text{eff}}} \right)$$

Donde:

- HP: Potencia Nominal (HP)
- fc: Factor de Carga (Porcentaje de Plena Carga) (%)
- t: Tiempo de Funcionamiento del Motor (hrs/año)
- η_{std} : Eficiencia Motor Estándar (%)
- η_{eff} : Eficiencia Motor de Alta Eficiencia (%)

El motor estándar trabaja con factor de carga de 89% obtenido para flujo de material promedio.

El factor de carga del motor de alta eficiencia, ante el mismo flujo de material promedio (1550[Ton/h], estaría dado por:

$$f_c[\%] = \frac{P_{mec}}{P_{nom}} \cdot 100$$

$$f_c = \frac{16[HP]}{22[HP]} \cdot 100 = 73[\%]$$

La placa del motor que mueve la correa está corroída de modo que la eficiencia del motor se obtiene a partir de los datos históricos de la eficiencia de los motores que se fabricaban en el año de instalación de la correa (1965) y en base a los datos presentados en la tabla 3, extrapola para obtener un rendimiento del 88%, bajo las condiciones de operación.

Tabla 8.3: Evolución del Rendimiento de los Motores Eléctricos (en %)

Potencia en HP	AÑOS				
	1944	1955	1965	1981	1991
7,5	84,5	87,0	84,0	91,0	91,7
15	87,0	89,5	88,0	92,4	93,0
25	89,5	90,5	89,0	93,6	94,1
50	90,5	91,0	91,5	94,1	94,5
75	91,0	90,5	91,5	95,0	95,4
100	91,5	92,0	92,0	95,0	96,2

Fuente: Andreas, J.C., "Energy Efficient Electric Motors". Editorial Marcel Decker, New York, 1992.

La correa opera 12 horas al día, durante 5 días a la semana, 50 semanas al año, un total de 3000hrs de operación al año.

Al reemplazar los datos se obtiene el ahorro de energía anual por el cambio de motor estándar a motor de alta eficiencia:

$$\text{Ahorro anual de Energía} = \left(0,746 \cdot 18 \cdot \frac{89}{100} \cdot 3000 \cdot \frac{100}{88}\right) - \left(0,746 \cdot 22 \cdot \frac{73}{100} \cdot 3000 \cdot \frac{100}{92}\right)$$

$$\text{Ahorro anual de Energía} = 1772[\text{KWh/año}]$$

Ahorro de energía anual al instalar VDF.

Adicionalmente, para manejar la fluctuación en la carga, se evalúa el ahorro de energía por la instalación de un VDF.

La energía en cada etapa estaría dada por:

$$E[\text{KWh}] = P[\text{KW}] \cdot t[\text{h}]$$

Evaluando la ecuación anterior con los resultados de potencia requerida (previamente calculado) con una eficiencia de 92% para el motor de alta eficiencia, se obtiene:

Tabla 8.4: Resultados para el motor de alta eficiencia

Flujo de material [Ton/h]	Potencia mecánica requerida[HP]	Potencia eléctrica [HP]	Duración[hrs]	Energía[KWh]
2100	21,7	17,61	1	17,6
1600	16,5	13,42	4	53,7
1300	13,4	10,90	5	54,5
1800	18,6	15,09	2	30,2

La energía total corresponde a la suma: 156 [KWh]

Al instalar el VDF el flujo promedio de material sobre la correa se mantendría en 1400 [Ton/h] a lo largo del día. La energía para esta condición de carga es:

$$E[KWh] = 10,79[KW] \cdot 12[h] \cdot \frac{1}{0,92}$$

$$E[KWh] = 141\left[\frac{KWh}{día}\right]$$

Ahorro diario de energía al operar con VDF:

$$\text{Ahorro diario [KWh/día]} = \text{Energía total sin VDF} - \text{Energía total con VDF}$$

$$\text{Ahorro diario [KWh/día]} = 156 - 141 = 15[KWh/día]$$

$$\text{Ahorro anual [KWh/año]} = 15\left[\frac{KWh}{día}\right] \cdot 250\left[\frac{días}{año}\right] = 3773[KWh/año]$$

Del análisis técnico realizado se observa que, en términos de consumo no se han obtenido grandes ahorros en energía; pero la empresa considera necesario incorporar un VDF para manejar las fluctuaciones de carga.

Nota: Una evaluación económica que incluya diferentes costos de adquisición de VDF y motores de alta eficiencia para avalar la decisión, aportaría más herramientas. No es parte del objetivo de éste ejemplo realizar dicha evaluación.

Análisis del caso.

Desarrollando la evaluación de introducir un VDF para manejar las variaciones en el flujo de material transportado, obtenemos que:

Las condiciones actuales de transporte de producción muestran una clara tendencia a sobrecargar el motor, ante las fluctuaciones suscitadas a lo largo del día. Convendría programar un flujo de material de 1550[Ton/h] constante a lo largo del día.

Un cambio de motor por uno de alta eficiencia de potencia nominal 22[HP] respondería a las necesidades de flujo de material actuales, aportando un ahorro anual de energía de 1772[KWh/año], sin necesidad de incorporar VDF.

Al introducir el VDF, cambiar el motor estándar por uno de alta eficiencia de 22[HP] (eficiencia de 92%), y trabajar con un flujo de material de 1400[Ton/h], se ahorrarían 3773[KWh/año] en energía.

El ahorro de energía no representa un valor muy significativo, ya que por simplicidad se ejemplifica 1 motor impulsando 1 correa transportadora. Si en la planta hay más motores instalados, el procedimiento consideraría la cantidad total de motores y correas, lo que represen

9 EJEMPLO DE EQUIPOS ACCIONADOS POR MOTORES ELÉCTRICOS Y EVALUACIÓN ECONÓMICA: PÉRDIDAS EN UN SISTEMA DE BOMBEO

Situación

Durante el recorrido e inspección de una auditoría energética de una planta, el encargado de mantenimiento le comenta al auditor que tiene un problema en una válvula reguladora de flujo de un sistema de impulsión de agua: la válvula normalmente cavita, lo que la deteriora, teniendo que repararla cada 10 o 12 meses razón por la cual está pensando en comprar una válvula de mejor calidad y que resista las cavitaciones.

El auditor de inmediato nota que existen alternativas que permitirían solucionar el problema del encargado de mantención y que, adicionalmente, permiten un ahorro energético y económico. Para esto, debe analizar el problema desde el punto de vista técnico y económico y presentarle las opciones, números en mano, al encargado de mantenimiento y al ingeniero de planta.

Levantamiento de información, mediciones y análisis del problema

El primer paso para realizar el análisis técnico-económico requerido es determinar cómo opera el sistema y determinar el origen de la falla de la válvula de control. Para ello es necesario conocer las curvas características de la bomba y realizar un levantamiento del piping del sistema de impulsión.

Luego de una inspección, el auditor se da cuenta que la válvula de control opera entre un 15% y un 20% abierta y con considerable ruido producto de cavitación en la válvula. Esto indica que aparentemente la válvula no fue dimensionada adecuadamente.

En la descarga de la bomba hay instalado un manómetro, el cual durante la operación de la bomba indica 6,8 bar. El auditor sabe que una restricción de caudal por medio de una válvula es una forma ineficiente (desde el punto de vista energético) de control, e intuye que una parte importante de los 6,8 bar que la bomba entrega en la descarga se pierden en la válvula.

Desde la oficina técnica, el ingeniero de planta le indica al auditor que no poseen las curvas características de la bomba. Luego de una inspección a la bomba y al motor, el auditor encuentra las placas de ambos equipos, los que fueron instalados nuevos hace 4 años. En la placa, junto al modelo y al número de serie, el auditor encuentra los siguientes datos:

Tabla 9.1: Datos de placa de la bomba

Velocidad	1750 rpm
Caudal	140 m ³ /h
Presión	82 mH ₂ O
Diámetro impeller	430 mm

Gracias a los datos de la placa el auditor puede encontrar las curvas de la bomba en la página *web* del fabricante.

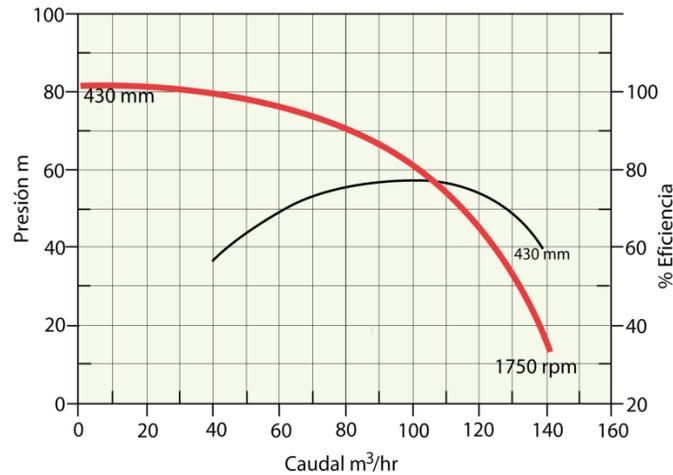


Figura 9.1: Curva de la bomba entregada por el fabricante.

Intersecando la curva de la bomba con la presión de operación (6,8 bar), el auditor pudo determinar el caudal de operación, el que corresponde a 80 m³/h. (Si el auditor no hubiese encontrado las curvas de la bomba hubiera tenido que medir el caudal por medio de instrumentación adecuada, o simplemente registrando el tiempo de llenado del estanque de descarga).

De la curva de la bomba el auditor observa que ésta no se encuentra operando en el punto de máxima eficiencia (BEP), el cual se obtiene al entregar 105 m³/h, por lo que deduce que la bomba se encuentra sobredimensionada para este proceso.

Midiendo la potencia consumida por la bomba durante su operación normal, se obtiene que ésta corresponde a 22,1 KW.

El auditor piensa en 2 alternativas adicionales a la que el encargado de mantenimiento ha considerado:

- A) Instalar una nueva válvula de control más robusta que no presente problemas debidos a la alta presión diferencial. Esto soluciona el problema de las reiteradas fallas de la válvula, pero no aborda el tema energético, pues del punto de vista energético es equivalente al sistema actual.
- B) Maquinar el impulsor de la bomba para que ésta opere en un punto de menor caudal y se disminuya la caída de presión en la válvula.
- C) Eliminar la válvula de control e instalar un variador de frecuencia que controle el caudal de la bomba.

Nota: a continuación se analizará técnicamente la eficiencia de cada una de las medidas propuestas. El análisis económico de estas medidas, con sus costos asociados, se desarrolla en el capítulo 18.13 del apunte.

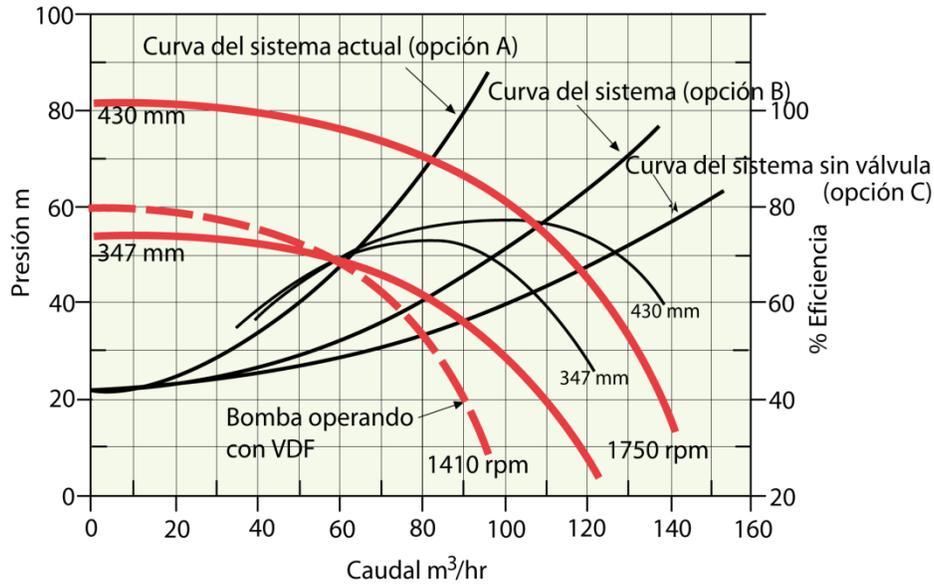


Figura 9.2: Curvas y puntos de operación asociados a las distintas alternativas evaluadas.

Para obtener las curvas del sistema el auditor realiza un modelamiento hidráulico de las líneas de piping. La presión estática es determinada midiendo la diferencia de cota entre la descarga de la bomba y la entrada al estanque. Los cálculos de pérdidas de carga son resueltos de manera manual con apoyo de planillas de cálculo, aunque también existen variados software de piping que permiten modelar el sistema realizar los cálculos. Realizados estos cálculos, el auditor determina que sin válvula de control, la presión para un caudal de 80 m³/h será de 3,4 bar.

El auditor nota la gran diferencia de presión entre el caso actual y el caso sin válvula, alcanza los 3,4 bar. El auditor calcula a que potencia hidráulica corresponde a esta caída de presión, para lo cual utiliza la siguiente fórmula:

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$$

Donde:

ρ	: densidad del fluido	(1000 kg/m³).
g	: aceleración de gravedad terrestre	(9,8 m/s²).
Q	: caudal del fluido impulsado	(80 m³/h)
H	: presión	(3,4 bar)

Con lo que obtiene que la potencia hidráulica perdida en la válvula es $P = 7,6$ kW, por lo que parece muy importante reducir o eliminar la caída de presión en la válvula.

En este caso, las curvas para distintos diámetros de rotor y distintas velocidades no se encuentran disponibles, por lo que el consultor no podrá realizar el análisis mediante el método estándar.

Como las curvas para distintos diámetros de rotor y distintas velocidades no se encuentran disponibles, el consultor recurre a las leyes de semejanza de las bombas para tener una aproximación que permita comparar las alternativas.

El auditor lee de la placa de la bomba que esta opera a 1450 rpm (también podría medirla con un tacómetro laser), y mediante los cálculos realizados a partir del modelamiento del sistema, puede estimar la presión a

la que operará la bomba de eliminarse la válvula de control. Sabiendo esto puede aplicar la siguiente relación para obtener la velocidad de operación con VDF:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

Dónde,

H_1 y H_2 : presión en la descarga de la bomba en dos puntos de operación.

N_1 y N_2 : velocidad de operación de la bomba para las presiones H_1 y H_2 a caudal constante.

D_1 y D_2 : diámetro de los rodets de la bomba para las presiones H_1 y H_2 a caudal constante.

En el caso de la alternativa B, la condición de presión para la operación con rodete de menos diámetro debe ser definida apropiadamente, ya que en esta alternativa, de todos modos se debe mantener instalada una válvula de control para regular el flujo.

El auditor considera dimensionar el rodete para una presión 30% mayor a la del sistema sin válvula. Esto equivaldrá a mantener la válvula instalada, pero con un mayor porcentaje de apertura, evitando la cavitación y permitiendo una regulación de flujo, de ser necesaria.

Resolviendo para la alternativa B, se tiene:

$$\frac{6,8 \text{ bar}}{4,4 \text{ bar}} = \left(\frac{1450 \text{ rpm}}{1450 \text{ rpm}}\right)^2 \left(\frac{430 \text{ mm}}{D_B}\right)^2$$

$$D_B = 347 \text{ mm}$$

Para el caso del uso del VDF (alternativa C), la presión utilizada es aquella en que no se considera válvula en el sistema.

Resolviendo para la alternativa C, se tiene:

$$\frac{6,8 \text{ bar}}{3,4 \text{ bar}} = \left(\frac{1450 \text{ rpm}}{N_C}\right)^2 \left(\frac{430 \text{ mm}}{430 \text{ mm}}\right)^2$$

$$N_C = 1025 \text{ rpm}$$

Conocida la velocidad a la que deberá operar la bomba cuando funcione con VDF o el nuevo diámetro del rodete, el auditor puede utilizar otra relación para determinar la potencia a la que ésta operará:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2$$

Dónde,

P_1 y P_2 : potencia de la bomba a caudal constante con velocidades de operación N_1 y N_2 y diámetros de rodete D_1 y D_2 .

Resolviendo para la alternativa B:

$$\frac{22,1 \text{ kW}}{P_B} = \left(\frac{1450 \text{ rpm}}{1450 \text{ rpm}}\right)^3 \left(\frac{430 \text{ mm}}{347 \text{ mm}}\right)^2$$

$$P_B = 11,6 \text{ kW}$$

Resolviendo para la alternativa C:

$$\frac{22,1 \text{ kW}}{P_C} = \left(\frac{1450 \text{ rpm}}{1025 \text{ rpm}}\right)^3 \left(\frac{430 \text{ mm}}{430 \text{ mm}}\right)^2$$

$$P_B = 7,8 \text{ kW}$$

La siguiente tabla muestra un resumen con los principales parámetros del cálculo de las potencias consumidas por la bomba para las distintas alternativas.

Tabla 9.2: Parámetros de cálculo de potencia consumida por el sistema de bombeo.

	Instalar una nueva válvula (A)	Maquinar el impulsor (B)	Instalar VDF y eliminar la válvula (C)
Caudal [m3/h]	80	80	80
Presión [bar]	6,8	4,4	3,4
Velocidad [rpm]	1450	1450	1025
Diámetro rodete [mm]	430	347	430
Potencia [KW]	22,1	11,6	7,8

Dado que el tiempo de operación de la bomba no depende de la alternativa que se elija, la potencia calculada en la tabla anterior es directamente proporcional al consumo energético, el que será calculado en los ejemplos de evaluación económica.

Realizado este cálculo, el auditor puede señalarles al encargado de mantención y al ingeniero de planta cual de las alternativas es la más eficiente en términos de consumo. Sin embargo, esta información no es suficiente para que éstos tomen la decisión de aplicar una u otra alternativa, ya que los costos de inversión y las alternativas de financiamiento son bastante distintos y es necesario un análisis económico para identificar la alternativa más rentable.

Observaciones:

- 1) Si las curvas de la bomba estuviesen disponibles en la oficina técnica o en la página del fabricante, el método de cálculo sería el siguiente:

Considerando que las curvas de la bomba a distintas velocidades y con distintos diámetros de rodete están disponibles, el auditor puede conocer todos los parámetros necesarios para calcularla potencia consumida (en W), la cual está dada por la siguiente ecuación:

$$P = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta_b \cdot \eta_m}$$

Donde:

- ρ : densidad del fluido (1000 kg/m³).
- g : aceleración de gravedad terrestre (9,8 m/s²).
- Q : caudal del fluido impulsado. (m³/s)
- H : altura (presión en unidades de longitud) que debe vencer la bomba. (m de fluido)
- η_b : eficiencia de la bomba en el punto de operación.
- η_m : eficiencia del motor de la bomba.

- 2) El cálculo realizado, utilizando las leyes de semejanza es menos exacto que el que se puede realizar con la ecuación de cálculo de la potencia, sin embargo, es una buena primera aproximación para saber qué alternativa es más conveniente. Si se quiere tener mayor certeza de las potencias consumidas, se deberá obtener las curvas de las bombas, de modo de evaluar las eficiencias en cada uno de los puntos de operación propuestos.
- 3) Notar que el diámetro D_2 es un 80% del diámetro original. Se debe asegurar que el diámetro original sea cercano al máximo diámetro permitido en la carcasa de la bomba. De no ser así, se corre el riesgo que el nuevo diámetro sea demasiado pequeño para la carcasa, produciéndose una gran disminución de la eficiencia de la bomba.
- 4) El auditor se plantea la alternativa del uso del VDF debido a que el motor es relativamente nuevo. El uso de VDF en motores antiguos está limitado, debido a que el VDF exige al motor, pudiendo este último sobrecalentarse, quemarse o presentar un envejecimiento prematuro de su aislación eléctrica. Por lo general, se sugiere implementar un sistema de medición periódica de la temperatura del motor y de su aislamiento eléctrico.
- 5) Al agregar un VDF debe considerarse que su uso puede introducir armónicas en la red. Las complicaciones y metodologías de control de este efecto indeseado son abordadas en el capítulo 14.
- 6) Se aconseja realizar una medición periódica de vibraciones mecánicas para asegurar la vida útil de los componentes del sistema.

Evaluación económica

Las alternativas a evaluar por el auditor son:

- A) Instalar una nueva válvula de control más robusta que no presente problemas debidos a la cavitación.
- B) Maquinar el impulsor de la bomba para que ésta opere en un punto de menor caudal y se disminuya la caída de presión en la válvula. Esta solución considera reparar la válvula existente.
- C) Eliminar la válvula de control e instalar un variador de frecuencia que controle el caudal de la bomba.

Para realizar la comparación económica de las tres alternativas el auditor utiliza los 3 indicadores siguientes: PRC, VAN y TIR.

A continuación se presenta una tabla con los gastos de inversión y mantenimiento de las distintas medidas evaluadas:

Tabla 9.3: Costos en pesos asociados a las distintas alternativas evaluadas.

Ítem	Caso base	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C
Costo de reparar válvula antigua	-1.000.000		-1.000.000	
costo válvula nueva		-2.500.000		
costo maquinado			-1.125.000	
costo VDF (+instalación)				-10.750.000
Diferencia de inversión	0	-1.500.000	-1.125.000	-9.750.000
mantenimiento bombas anual	-250.000	-250.000	-250.000	-500.000
reparación bombas anual	-750.000	-750.000	-750.000	-750.000
reparación válvula anual	-1.000.000			
Costo de energía consumida anual	-8.710.550	-8.710.550	-4.464.735	-3.079.644
Ahorro anual debido al menor mantenimiento	0	1.000.000	1.000.000	1.000.000
Ahorro anual debido a la disminución de consumo	0	0	4.145.815	5.630.905
Costo diferencial anual	0	0	0	-250.000
Ahorro anual total	0	1.000.000	5.145.815	6.630.905

El auditor no considera el costo de disposición final (*decommissioning*) de los equipos. Se consideran mantenencias periódicas de las bombas, para las que también se consideran reparaciones eventuales, que por simplicidad se asumen anuales.

Se considera los costos de energía y mantenimiento del caso base (operar con la válvula antigua y repararla una vez al año) para calcular los costos anuales, costos de inversión y ahorros anuales de las demás alternativas.

El auditor considera una depreciación lineal de los equipos. Realiza el descuento del 17% de impuestos a la utilidad antes de impuestos, con lo que obtiene la siguiente tabla de utilidades finales.

Tabla 9.4: Flujo de caja en pesos de las distintas alternativas evaluadas.

	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C
Inversión	-1.500.000	-1.125.000	-5.000.000
año1	883.125	4.316.182	5.423.652
año2	883.125	4.316.182	5.423.652
año3	883.125	4.316.182	5.423.652
año4	883.125	4.316.182	5.423.652
año5	883.125	4.316.182	5.423.652
año6	883.125	4.316.182	5.423.652
año7	883.125	4.316.182	5.423.652
año8	883.125	4.316.182	5.423.652

Calculando el PRC se tiene:

$$PRC = \frac{I_{dif}}{A_{anual}}$$

Donde,

I_{dif} : Inversión diferencial de la alternativa evaluado en relación al caso base.

A_{anual} : Ahorro producido gracias a la alternativa evaluada en relación al caso base. Considera todos los gastos que se realicen. Puede resultar menor que 0, lo que significa que el proyecto evaluado no recupera la inversión.

Evaluando este indicador para las tres alternativas se obtiene:

Tabla 9.5: Períodos de recuperación de capital de las distintas alternativas

PRC_A	PRC_B	PRC_C
1,70 años	0,26 años	0,92 años

Viendo este resultado pareciera que la alternativa B es la más conveniente, esto debido principalmente a que requiere de una menor inversión. Sin embargo, como ya se ha mencionado, y como de veré a continuación, el PRC no es el mejor indicador para discriminar la rentabilidad de un proyecto. Es por esto que el auditor lo usa sólo como una referencia y calcula el VAN para discriminar entre los proyectos.

$$VAN = -I_{dif} + \sum_1^n \frac{A_{anual}}{(1+i)^n}$$

Donde,

- I_{dif} : Inversión diferencial de la alternativa evaluado en relación al caso base.
- A_{anual} : Flujo de caja anual (ahorro o gasto realizado cada año). Puede ser diferente en cada período.
- i : Tasa de descuento considerada para el análisis del proyecto.
- n : Plazo de períodos (años, en este caso) por el que se evaluará el proyecto.

En este caso, el auditor considera una vida útil del proyecto de unos 8 años. La tasa de descuento que ocupa es de un 12%, aunque a veces suelen ocuparse tasas mayores, de hasta 16%.

Evaluando este indicador para las tres alternativas se obtiene:

Tabla 9.6: Valor actual neto de las distintas alternativas

VAN_A	VAN_B	VAN_C
\$ 2.577.720	\$ 18.139.499	\$ 19.591.738

Este indicador nos muestra que la alternativa C es la que presenta mayor rentabilidad luego de los 8 años de evaluación, ya que genera mayores ahorros.

Para reforzar este resultado, y presentar la tasa de retorno de los proyectos al ingeniero de planta, el auditor calcula la TIR, la que corresponde a la tasa de descuento que hace al VAN igual a 0:

$$VAN = -I_{dif} + \sum_1^n \frac{A_{anual}}{(1+TIR)^n} = 0$$

Tabla 9.7: Tasa interna de retorno de las distintas alternativas

TIR_A	TIR_B	TIR_C
57%	384%	108%

El criterio de la TIR indica que la alternativa B es la más rentable, ya que es la que presenta una mayor tasa de retorno.

El auditor presenta los resultados de los indicadores calculados a la gerencia, quienes son los encargados de tomar la decisión en función de sus prioridades.

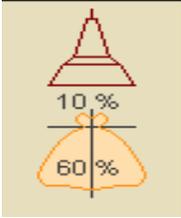
10 EJEMPLO DE ILUMINACIÓN Y EVALUACIÓN ECONÓMICA

Una planta industrial se compone de las siguientes secciones distintivas desde el punto de vista del proyecto de iluminación que se ejemplifica: área administrativa, área de producción y bodega, donde se almacenan y distribuyen los productos. Al inspeccionar las instalaciones se observa que las oficinas cuentan con las luminarias adecuadas, pero que no se hace un uso adecuado de la luz natural, así como tampoco se controla el encendido/apagado de las luces cuando no hay usuarios. El área de producción es básicamente un galpón industrial de 100 m de largo por 30 m de ancho y 6 m de altura, el cual no cuenta con la distribución ni las luminarias adecuadas para la actividad que allí se realiza. La bodega ha sido reacondicionada recientemente, por lo que las mejoras introducidas son las correspondientes al logro de un uso eficiente de la energía en iluminación. Se pide evaluar las mejoras necesarias en iluminación, para cada área de trabajo. Dar las recomendaciones básicas para mantener estas mejoras en el tiempo.

- a) Identifique las áreas a estudiar y de ser necesario, plantee recomendaciones del tipo de intervención que debe hacerse en cada una de ellas.
- b) Defina los datos de entrada de acuerdo a la información dada (Iluminancia media, índice k, coeficientes de reflexión y utilización y factor de mantenimiento)
- c) Calcule la cantidad de luminarias que debe instalar de acuerdo a los datos entregados. Hint: Utilice los flujos luminosos, cantidad de luminarias a lo ancho y largo del local y distancia máxima de separación entre luminarias.
- d) De acuerdo a los cálculos realizados y a la información entregada, defina el tipo de luminaria que debe utilizarse en el galpón. Explique las razones de su elección y calcule la iluminancia y la potencia que consumirá el conjunto de luminarias.
- e) Si quisiera ahorrar energía sin realizar un recambio de lámparas, a cuál de las siguientes alternativas utilizaría.
- f) Si se desea reemplazar los equipos de sodio por equipos de inducción magnética de similares características lumínicas y un consumo de 200W, considerando además un reemplazo uno a uno, ¿cuánto tiempo tardaría en recuperar la inversión?

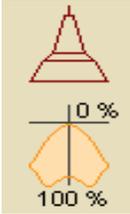
En el estudio del diseño de las luminarias del galpón, se observa que se utilizan lámparas de vapor de sodio a alta presión de 400 W de potencia con un flujo luminoso de 50000 lm. Respecto a las luminarias, se plantea escoger entre los tipos 1, 2 y 3, cuyas tablas del factor de utilización, suministradas por el fabricante, se adjuntan a continuación (todas de tipo industrial suspendido):

Luminaria 1:

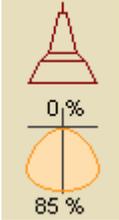
Tipo de Aparato de Alumbrado	Índice de local k	Factor de utilización (η)																					
		Factor de reflexión del techo																					
		0,8					0,7			0,5		0,3		0									
		Factor de reflexión de las paredes																					
												0,5	0,3	0,1	0,5	0,3	0,1	0,5	0,3	0,1	0,3	0,1	0
	0,6	0,39	0,35	0,32	0,38	0,34	0,32	0,38	0,34	0,31	0,33	0,31	0,3										
	0,8	0,48	0,43	0,4	0,47	0,42	0,4	0,46	0,42	0,39	0,41	0,38	0,37										
	1,0	0,53	0,49	0,46	0,52	0,48	0,45	0,51	0,47	0,45	0,46	0,44	0,41										
	1,25	0,58	0,54	0,51	0,57	0,53	0,5	0,55	0,51	0,49	0,5	0,48	0,45										
	1,5	0,62	0,58	0,54	0,61	0,57	0,54	0,58	0,55	0,52	0,53	0,51	0,48										
	2,0	0,66	0,62	0,59	0,64	0,61	0,58	0,61	0,59	0,57	0,56	0,55	0,52										
	2,5	0,68	0,65	0,63	0,67	0,64	0,62	0,64	0,61	0,6	0,59	0,57	0,54										
Dmax=1.1Hm	3,0	0,7	0,67	0,65	0,69	0,66	0,64	0,65	0,63	0,61	0,6	0,59	0,56										
Índice Ra=50	4,0	0,72	0,7	0,68	0,7	0,69	0,67	0,67	0,66	0,64	0,63	0,61	0,58										
fm 0.7 0.75 0.8	5,0	0,73	0,71	0,7	0,71	0,7	0,68	0,68	0,67	0,66	0,64	0,63	0,59										

- Dmax: Distancia máxima entre luminarias
- Hm: Altura luminaria-plano de trabajo.
- fm: Factor de mantenimiento
- Índice Ra: Índice de reproducción cromática de la lámpara.

Luminaria 2:

Tipo de Aparato de Alumbrado	Índice de local k	Factor de utilización (η)																					
		Factor de reflexión del techo																					
		0,8					0,7			0,5		0,3		0									
		Factor de reflexión de las paredes																					
												0,5	0,3	0,1	0,5	0,3	0,1	0,5	0,3	0,1	0,3	0,1	0
	0,6	0,66	0,62	0,6	0,66	0,62	0,6	0,65	0,62	0,59	0,62	0,59	0,58										
	0,8	0,75	0,71	0,68	0,75	0,71	0,68	0,74	0,71	0,68	0,7	0,68	0,67										
	1,0	0,8	0,76	0,73	0,8	0,76	0,73	0,79	0,76	0,73	0,76	0,73	0,72										
	1,25	0,85	0,81	0,8	0,85	0,81	0,8	0,84	0,81	0,78	0,8	0,78	0,77										
	1,5	0,88	0,86	0,82	0,88	0,85	0,82	0,88	0,84	0,82	0,84	0,82	0,81										
	2,0	0,94	0,9	0,88	0,93	0,9	0,88	0,92	0,89	0,87	0,88	0,87	0,85										
	2,5	0,96	0,93	0,92	0,96	0,93	0,91	0,94	0,92	0,9	0,91	0,89	0,88										
Dmax=0.7Hm	3,0	0,99	0,95	0,94	0,98	0,95	0,93	0,96	0,94	0,92	0,93	0,91	0,89										
Índice Ra=80	4,0	1,01	0,99	0,96	1	0,98	0,96	0,98	0,97	0,95	0,95	0,94	0,92										
fm 0.7 0.75 0.8	5,0	1,02	1,01	0,99	1,01	1	0,98	1	0,98	0,97	0,97	0,96	0,94										

Luminaria 3:

Tipo de Aparato de Alumbrado	Índice de local k	Factor de utilización (η)																						
		Factor de reflexión del techo																						
		0,8			0,7			0,5			0,3			0										
		Factor de reflexión de las paredes																						
													0,5	0,3	0,1	0,5	0,3	0,1	0,5	0,3	0,1	0,3	0,1	0
	0,6	0,37	0,32	0,29	0,37	0,32	0,29	0,37	0,32	0,29	0,32	0,29	0,28											
	0,8	0,47	0,42	0,38	0,46	0,42	0,38	0,46	0,41	0,38	0,41	0,38	0,37											
	1	0,54	0,48	0,45	0,54	0,48	0,45	0,53	0,48	0,45	0,48	0,45	0,43											
	1,25	0,6	0,56	0,52	0,6	0,55	0,52	0,6	0,55	0,52	0,54	0,52	0,5											
	1,5	0,66	0,61	0,57	0,65	0,6	0,57	0,64	0,6	0,57	0,59	0,56	0,55											
	2	0,72	0,67	0,64	0,71	0,67	0,64	0,7	0,66	0,63	0,66	0,63	0,62											
	2,5	0,76	0,71	0,68	0,75	0,71	0,68	0,73	0,71	0,68	0,7	0,67	0,65											
Dmax=1.1Hm	3	0,79	0,75	0,72	0,78	0,75	0,71	0,77	0,73	0,71	0,72	0,71	0,69											
Índice Ra=80	4	0,82	0,79	0,77	0,81	0,79	0,76	0,8	0,77	0,75	0,76	0,75	0,73											
fm 0.55 0.60 0.65	5	0,84	0,82	0,79	0,83	0,81	0,7	0,82	0,79	0,77	0,78	0,77	0,75											

Otros datos:

- Los coeficientes de reflexión en las paredes y el techo se considerarán cero debido a que los materiales empleados (superficies y estructuras metálicas) tienen coeficientes de reflexión extremadamente bajos y no se realizan labores de mantenimiento que mejore estos índices.
- Es recomendable que el sistema de iluminación se instale por lo menos a 5.5 m del suelo, pues en la estructura superior del galpón, hasta 5 metros del suelo, existen equipos de transporte, como grúas, destinadas al traslado de objetos pesados a distintos puntos del galpón.
- En el techo existen claraboyas que ofrecen una iluminación diurna mínima de 75 lux lo suficientemente homogénea a la altura del suelo. En dicho galpón sólo se trabajará de día (12 horas).
- El nivel de iluminación aconsejado para las actividades que se desarrollan en el local es de 680 lux a nivel de suelo.

Solución

a) Se identifican 3 áreas de uso intensivo en iluminación: Oficinas-Galpón-Bodega

1. **OFICINAS:** se recomienda la instalación de sensores de movimiento.
2. **BODEGAS:** no requiere mayor intervención.
3. **GALPÓN:** requiere un estudio de diseño de luminarias.

b) Se tiene un gran galpón que se requiere iluminar con una iluminación homogénea de 680 lx.

Dimensiones del local:

- largo: 100 m
- ancho: 30 m
- altura total: 6 m

- altura del plano de trabajo: 0 (nos piden la iluminancia a nivel del suelo)

Nivel de iluminancia media. Se pide 680 lx, pero considerando que sólo se trabaja de día y la iluminancia de la luz solar es de 75 lux, la iluminancia que deberá ser proporcionada por la iluminación será:

$$E_m = 680\text{lx} - 75\text{lx} = 605\text{lx}$$

Lámparas. Se utilizarán lámparas de vapor de sodio a alta presión de 400 W y 50000 lm de flujo.

Altura de suspensión de las luminarias: 5,5 m

Índice del local. Dado el tipo de luminarias propuestas (de iluminación directa), se calcula el índice de local para el caso de iluminación directa. Por lo tanto:

$$k = \frac{\text{largo} \times \text{ancho}}{\text{altura media} \times (\text{largo} + \text{ancho})} = \frac{100\text{m} \times 30\text{m}}{5,5\text{m} \times (100\text{m} + 30\text{m})} = 4,2$$

Coefficientes de reflexión. Los coeficientes del techo y las paredes se suministran en el enunciado. Dado que no se menciona dato alguno del suelo, se considera la hipótesis más pesimista vista en las tablas.

	Techo	Paredes	Suelo
Coefficiente de reflexión	0	0	0,1

Determinación del coeficiente de utilización (η). A partir de los factores de reflexión y el índice del local se leen en las tablas los factores de utilización. En este caso particular se debería interpolar ya que no se entregan valores para $k = 4.2$; como la diferencia entre el coeficiente para 4 y 5 es muy pequeña, es posible aproximar con los valores de $k=4$.

	Luminaria 1	Luminaria 2	Luminaria 3
Coefficiente de utilización (η)	0,58	0,92	0,73

Factor de mantenimiento (f_m). En este caso, los valores vienen incluidos en las tablas de las luminarias. Dado que no se menciona acerca de la suciedad ambiental, se consideran los valores medios.

	Luminaria 1	Luminaria 2	Luminaria 3
Factor de mantenimiento (f_m)	0,75	0,75	0,60

c) Cálculo del flujo luminoso del local

Luminaria 1	$\Phi_T = \frac{E_m \times S}{\eta \times f_m} = \frac{605\text{lx} \times 100\text{m} \times 30\text{m}}{0,58 \times 0,75} = 4172414\text{ lm}$
Luminaria 2	$\Phi_T = \frac{E_m \times S}{\eta \times f_m} = \frac{605\text{lx} \times 100\text{m} \times 30\text{m}}{0,92 \times 0,75} = 2630435\text{ lm}$
Luminaria 3	$\Phi_T = \frac{E_m \times S}{\eta \times f_m} = \frac{605\text{lx} \times 100\text{m} \times 30\text{m}}{0,73 \times 0,60} = 4143835\text{ lm}$

Finalmente se calcula el número mínimo de luminarias necesarias. Este es un valor de referencia pues es normal que al emplazar las luminarias y hacer las comprobaciones posteriores se necesite un número mayor de ellas (n indica el número de lámparas por luminaria, en este caso 1).

Luminaria 1	$N = \frac{\Phi_T}{n \times \Phi_L} = \frac{4172414 \text{ lm}}{1 \times 5 \times 10^4} = 83,4 \approx 84$
Luminaria 2	$N = \frac{\Phi_T}{n \times \Phi_L} = \frac{2630435 \text{ lm}}{1 \times 5 \times 10^4} = 52,6 \approx 53$
Luminaria 3	$N = \frac{\Phi_T}{n \times \Phi_L} = \frac{4143835 \text{ lm}}{1 \times 5 \times 10^4} = 82,9 \approx 83$

Emplazamiento de las luminarias:

Para la distribución de luminarias sobre la planta del local es necesario comprobar que la distancia de separación entre ellas es inferior a la máxima admisible. En este caso, la separación máxima viene indicada en las tablas suministradas por el fabricante.

Luminaria 1	$N_{\text{ancho}} = \sqrt{\frac{N_{\text{TOTAL}}}{\text{largo}}} \times \text{ancho} = \sqrt{\frac{84}{100\text{m}}} \times 30\text{m} = 5,019 \approx 5$
Luminaria 2	$N_{\text{ancho}} = \sqrt{\frac{N_{\text{TOTAL}}}{\text{largo}}} \times \text{ancho} = \sqrt{\frac{53}{100\text{m}}} \times 30\text{m} = 3,989 \approx 4$
Luminaria 3	$N_{\text{ancho}} = \sqrt{\frac{N_{\text{TOTAL}}}{\text{largo}}} \times \text{ancho} = \sqrt{\frac{83}{100\text{m}}} \times 30\text{m} = 4,989 \approx 5$

Tomando los valores anteriormente calculados, obtenemos el número de iluminarias a colocar en el largo:

Luminaria 1	$N_{\text{largo}} = N_{\text{ancho}} \times \frac{\text{largo}}{\text{ancho}} = 5 \times \frac{100\text{m}}{30\text{m}} = 16,73 \approx 17$
Luminaria 2	$N_{\text{largo}} = N_{\text{ancho}} \times \frac{\text{largo}}{\text{ancho}} = 4 \times \frac{100\text{m}}{30\text{m}} = 13,33 \approx 13$
Luminaria 3	$N_{\text{largo}} = N_{\text{ancho}} \times \frac{\text{largo}}{\text{ancho}} = 5 \times \frac{100\text{m}}{30\text{m}} = 16,73 \approx 17$

Al verificar que el número total de luminarias no se encuentra por debajo del número mínimo, se realiza el cálculo para el número total de luminarias:

Luminaria 1	$N_{\text{Total}} = N_{\text{ancho}} \times N_{\text{largo}} = 5 \times 17 = 85$
Luminaria 2	$N_{\text{Total}} = N_{\text{ancho}} \times N_{\text{largo}} = 4 \times 13 = 52 < 53$
Luminaria 3	$N_{\text{Total}} = N_{\text{ancho}} \times N_{\text{largo}} = 5 \times 17 = 85$

Se aprecia que en el caso de la Luminaria 2, el número total de luminarias a instalar está por debajo del mínimo. En este caso, tomaremos 14 como número de luminarias a instalar en el largo.

	Luminaria 1	Luminaria 2	Luminaria 3
Ancho			
N luminarias	5	4	5
Separación (m)	30m/5 = 6m	30m/4 = 7.5m	30m/5 = 6m
Separación de las paredes (m)	6m/2 = 3 m	7.5m/2 = 3.75 m	6m/2 = 3 m
Largo			
N luminarias	17	14	17
Separación (m)	100m/17 = 5.88m	100m/14 = 7.14m	100m/17 = 5.88m
Separación de las paredes (m)	5.88m/2 = 2.94m	7.14m/2 = 3.57m	5.88m/2 = 2.94m
Separación máxima entre luminarias (m)	$1.1 \cdot h_m = 1.1 \cdot 5.5m = 6.05 m$	$0.7 \cdot h_m = 0.7 \cdot 5.5m = 3.85m$	$1.1 \cdot h_m = 1.1 \cdot 5.5 = 6.05m$
Cumple los criterios	SI	NO	SI
Número total de luminarias	5·17 = 85	4·14 = 56	5·17 = 85

d) Considerando las opciones propuestas:

La LUMINARIA 2 es la única que no cumple con los criterios mínimos de instalación, ya que la separación obtenida es superior a la máxima permitida. Esto quiere decir que si queremos utilizar esta luminaria, tendremos que poner más unidades y reducir la separación entre ellas. Es posible calcular el nuevo número necesario tomando como distancia de separación la distancia máxima (3.85 m) y usando las ecuaciones usadas para distribuirlas. Realizando este cálculo, se puede comprobar que se necesitarían 208 luminarias.

Energética y económicamente, es indiferente utilizar la LUMINARIA 1 o la 3, pero al analizar la calidad de la luz, la opción 3 presenta un mejor índice de color Ra, lo que influirá positivamente en la eficiencia, seguridad y condiciones ergonómicas de los trabajadores.

Comprobación de los resultados para la LUMINARIA 3:

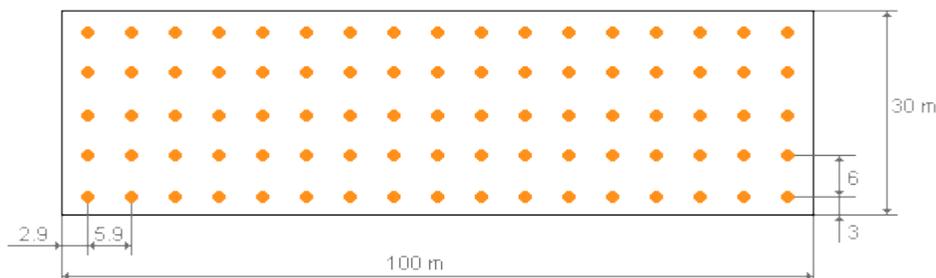
$$E = \frac{n \times \Phi_L \times \eta \times f_m}{S} = \frac{85 \times 50000 \text{ lm} \times 0,73 \times 0,60}{30m \times 100m} = 620,5 \text{ lx}$$

A nivel de suelo, la iluminancia total será: $NI = 620,5 \text{ lx} + 75 \text{ lx} = 695,5 \text{ lx}$

Además,

$$\text{Potencia consumida [kW]} = N^{\circ} \text{ lámparas} \times \text{Potencia lámpara} = 85 \times 400 \text{ W} = 34 \text{ kW}$$

Distribución final de las luminarias:



- e) Para ello, se debería establecer un plan de mantenimiento en las instalaciones y sistema de iluminación.

El ahorro de energía a partir de un plan de mantenimiento permitiría:

- Conservar el nivel de iluminación requerido
- No incrementar el consumo energético

Acciones que se requieren: Limpieza y repintado de las superficies interiores; Limpieza de luminarias; Sustitución de luminarias en el tiempo adecuado.

f) Datos:

- Equipo Inducción completo (luminaria y Lámpara): \$80.000.-
- Costo de la energía: \$103,258 /kwh
- Horas diarias de uso: 12
- Días de análisis: 30
- Cantidad de luminarias: 85

	Tecnología de la Lámpara	
	Inducción Magnética	Sodio Alta Presión
Potencia Instalada	85 × 200 W = 17 kW	85 * 400 W = 34 kW
Costo inversión	85 × \$80.000 = \$6.800.000	-
Costo Mensual	12h × 30d × 17kW × 103,258\$/kWh = 631.939\$/mes	12h × 30d × 34kW × 103,258\$/kWh = 1.263.878\$/mes

Realizando un cálculo simple, el ahorro mensual se puede calcular como:

$$\text{Ahorro Energético} = 34 - 17 = 17 \text{ [kWh/mes]}$$

$$\text{Ahorro Mensual} = \text{Ahorro energético} \times 103,258 = 631.939 \text{ [$/mes]}$$

Considerando entonces el costo de inversión de la instalación de los equipos de inducción y el ahorro mensual que éstos entregarían a la empresa, se calcula la cantidad de meses en que se recuperaría la inversión. No se considera la tasa de interés del capital por que el tiempo de recuperación de la inversión es inferior a un año.

$$\text{Tiempo Recuperación de Inversión} = \frac{\text{Costo Inversión}}{\text{Ahorro Mensual}} = 10,76 \text{ meses}$$

11 EJEMPLO DE EVALUACIÓN ECONÓMICA PROYECTO EÓLICO FINANCIADO CON CRÉDITO

En el marco de una auditoría, un auditor visita una viña pequeña ubicada en la zona central. La viña cuenta con aproximadamente con 50 ha de viñedos, Con lo que logra una producción anual que bordea las 100.000 botellas.

Durante el análisis de los consumos de la viña, el auditor descubre que uno de los consumos energéticos importantes que ésta tiene es el sistema de riego, el cual contempla un sistema de bombeo desde unos pozos, ubicados en la parte baja, hasta el sector de la plantación ubicada en la parte alta.

El consumo eléctrico anual del sistema de bombeo es de 85,000 KWh

Motivado por un posible beneficio tributario ligado a ERNC y la existencia de sectores altos y ventosos en los terrenos de propiedad de la viña, la gerencia instaló hace poco más de un año una veleta anemómetro, por lo que cuentan con datos de velocidad y dirección del viento que indican la factibilidad de instalar mini turbinas eólicas para generación de energía eléctrica.

El auditor decide evaluar la alternativa de instalar 8 mini turbinas eólicas, de potencia nominal 2,5 KW cada una. Los datos de vientos indican buenas condiciones de viento entre septiembre y marzo, lo que coincide con que en los meses de junio y julio no se utiliza el sistema de bombeo.

Dados los datos de velocidad de vientos y con la ayuda de software especializados, el auditor estima que la generación de energía de las 8 unidades sería de 49,600 KWh/año, pudiendo suplir casi el 60% de la energía eléctrica utilizada para el sistema de bombeo.

Considerando la tarifa eléctrica de 71,2 \$/KWh, el auditor calcula el ahorro producido debido a la energía generada por las mini-turbinas, lo que entrega como resultado 3,531,000 \$/año.

Para realizar el análisis económico, el auditor solicita cotizaciones que incluyen, torre, equipos, accesorios, montaje y puesta en marcha, El costo total por turbina es de \$1.800.000. Se estima un gasto anual en mantenimiento y operación del orden de un 5% de la inversión.

Para financiar la inversión se evalúa una línea de crédito bancaria corriente con una tasa del 9% anual. Existe la posibilidad que en un plazo de 1 año se apruebe una serie de medidas orientadas a apoyar proyectos de eficiencia energética (EE) y energías renovables no convencionales (ERNC). Entre estas medidas se considera poner a disposición a través de algunas entidades bancarias una línea de crédito especial, con una tasa preferencial (7% anual) para proyectos de eficiencia energética, por lo que el auditor también evaluará la rentabilidad del proyecto en este caso más optimista.

Para la evaluación y cálculo del VAN se utiliza una tasa de descuento del 12%.

La siguiente tabla presenta el flujo de caja del proyecto financiado con el crédito con tasa del 9% anual.

Tabla 11.1: Flujo de caja del proyecto en pesos, financiando con crédito con tasa comercial del 9%

Año	Ahorros Electricidad	Pago Crédito	Operación y Mantenimiento	Depreciación	Utilidad antes de impuestos	Impuestos	Utilidad
año 1	3.531.024	-3.210.045	-720.000	-1.440.000	-1.839.021		-399.021
año 2	3.531.024	-3.210.045	-720.000	-1.440.000	-1.839.021		-399.021
año 3	3.531.024	-3.210.045	-720.000	-1.440.000	-1.839.021		-399.021
año 4	3.531.024	-3.210.045	-720.000	-1.440.000	-1.839.021		-399.021
año 5	3.531.024	-3.210.045	-720.000	-1.440.000	-1.839.021		-399.021
año 6	3.531.024	-3.210.045	-720.000	-1.440.000	-1.839.021		-399.021
año 7	3.531.024		-720.000	-1.440.000	1.371.024	-233.074	2.577.950
año 8	3.531.024		-720.000	-1.440.000	1.371.024	-233.074	2.577.950
año 9	3.531.024		-720.000	-1.440.000	1.371.024	-233.074	2.577.950
año 10	3.531.024		-720.000	-1.440.000	1.371.024	-233.074	2.577.950

Utilizando los valores de este flujo de caja, se calcula un VAN = \$2.326.452 y una TIR de 32%.

Si se pudiera financiar el proyecto con el crédito preferencial para EE, es decir, con una tasa anual del 7% a partir del próximo año (que es cuando debería entrar en vigencia el crédito especial para proyectos de EE), se obtiene el flujo de caja de la siguiente tabla. Notar que para efectos del cálculo del VAN se debe considerar que el proyecto parte un año después al momento de llevar los flujos al período actual.

Tabla 11.2: Flujo de caja del proyecto en pesos, considerando que se financia con crédito con tasa preferencial del 7%

Año	Ahorros Electricidad	Pago Crédito	Operación y Mantenimiento	Depreciación	Utilidad antes de impuestos	Impuestos	Utilidad
año1	0	0	0	0	0	0	0
año2	3.531.024	-3.021.060	-720.000	-1.440.000	-1.650.036		-210.036
año3	3.531.024	-3.021.060	-720.000	-1.440.000	-1.650.036		-210.036
año4	3.531.024	-3.021.060	-720.000	-1.440.000	-1.650.036		-210.036
año5	3.531.024	-3.021.060	-720.000	-1.440.000	-1.650.036		-210.036
año6	3.531.024	-3.021.060	-720.000	-1.440.000	-1.650.036		-210.036
año7	3.531.024	-3.021.060	-720.000	-1.440.000	-1.650.036		-210.036
año8	3.531.024		-720.000	-1.440.000	1.371.024	-233.074	2.577.950
año9	3.531.024		-720.000	-1.440.000	1.371.024	-233.074	2.577.950
año10	3.531.024		-720.000	-1.440.000	1.371.024	-233.074	2.577.950
año11	3.531.024		-720.000	-1.440.000	1.371.024	-233.074	2.577.950

Utilizando los valores de este flujo de caja, el auditor calcula un VAN = \$2.770.936 y una TIR de 49%.

Por lo tanto, el proyecto es rentable y sólo requiere pequeños desembolsos durante los primeros 6 años.

Dado que los indicadores son mejores en el caso de utilización del crédito preferencial, es preferible esperar a que se lance el crédito preferencial, aunque esto implique posponer en un año la toma de la decisión de inversión.

Guía para la Calificación de Consultores en
EFICIENCIA ENERGÉTICA
EJEMPLOS PRÁCTICOS