

26
29



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

Facultad de Química

SELECCION DE EQUIPO DE SERVICIOS AUXILIARES
PARA UNA PLANTA INDUSTRIALIZADORA DE
LECHE

T E S I S
M A N C O M U N A D A
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A N
EDUARDO FIGUEROA DEL OLMO
ALFREDO JAVIER VELEZ OCHOA

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1 9 8 9



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

I N D I C E

	Página
CAPITULO 1. INTRODUCCION	1
CAPITULO 2. DESCRIPCION DEL PROYECTO Y PROCESOS	6
CAPITULO 3. BALANCES DE MATERIA Y ENERGIA	
3.1. Agua de Enfriamiento	37
3.2. Agua Helada	57
3.3. Aire Comprimido de Planta e Instrumentos	78
3.4. Agua Tratada	91
3.5. Vapor y Condensados	103
CAPITULO 4. CALCULO DE LOS EQUIPOS PARA LOS SERVICIOS AUXILIARES	
4.1. Cálculo del Equipo de Refrigeración	122
4.2. Cálculo del Compresor y Equipo Auxiliar	130
4.3. Cálculo del Desmineralizador Parcial y Equipo Auxiliar	141
4.4. Cálculo de la Caldera y Equipo Auxiliar	148
CAPITULO 5. SELECCION DE LOS EQUIPOS DE SERVICIOS AUXILIARES	
5.1. Selección de la Torre de Enfriamiento	155

	Página
5.2. Selección del Equipo de Refrigeración	167
5.3. Selección del Compresor y Equipo Auxiliar	195
5.4. Selección del Desmineralizador Parcial	223
5.5. Selección de la Caldera y Equipo Auxiliar	230
CAPITULO 6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	250
CAPITULO 7. APENDICES	254
CAPITULO 8. BIBLIOGRAFIA	271

I

INTRODUCCION

Los equipos que existen en una Planta Química se clasifican como equipos de Proceso y equipos de Servicios Auxiliares.

Los equipos de Proceso son aquellos en los cuales se llevan a cabo los cambios necesarios de las propiedades físicas o químicas para elaborar el producto.

Los equipos de Servicios Auxiliares son aquellos que proporcionan los medios energéticos para la operación de los equipos de Proceso, por ejemplo: Electricidad, Vapor, Aire Comprimido, Agua de Enfriamiento, Agua Tratada.

Los Servicios Auxiliares son tan importantes - como el Proceso mismo.

El objetivo del presente trabajo es la Selección de los equipos necesarios para proporcionar los Servicios Auxiliares a una Planta Industrializadora de Leche, para lo cual se realizará: la descripción de los procesos involucrados con el propósito de obtener las características que deben cumplir los Servicios, los balances de materia y energía de los Servicios Auxiliares que ayudarán a obtener las capacidades de operación de los equipos, y que servirán de pauta para obtener sus características generales en base a las cuales se decide si son o no técnicamente adecuados para proporcionar el Servicio. También se obtendrán los costos de los equipos, ya

que este es un factor importante para tomar una decisión.

Los Servicios Auxiliares que se tratarán en este trabajo son: Aire Comprinado, Agua Tratada, Agua Helada, Agua de Enfriamiento y Vapor. Por lo que respecta a la Electricidad, solamente se dará el consumo que tienen los equipos.

Se hace notar que los criterios que se utilizan no son exclusivos para una Planta Industrializadora de Leche, sino que se pueden utilizar en cualquier Planta Química o Petroquímica.

Por principio se hará notar la importancia de los Servicios Auxiliares y se dará una clasificación.

Los Servicios son una parte importante en el Diseño de las Plantas de Proceso, ya que el éxito comercial radica en mucho en una Selección adecuada de los Equipos. Muchas veces aunque el proceso sea un éxito Tecnológico puede llegar a fracasar por una mala Selección de los Equipos de Servicios Auxiliares.

Los Servicios pueden clasificarse en dos:

SERVICIOS PRIMARIOS	}	Agua
		Aire Comprimido
		Combustible
		Vapor
		Electricidad
		Almacenamiento y Movimiento de Materias Primas Y Productos
		Reactivos Químicos
SERVICIOS SECUNDARIOS	}	Edificios
		Mantenimiento
		Vías Férreas
		Caminos
		Sist. de Desfogue
		Sist. Drenajes
		Sist. Contra Incendio

SERVICIOS PRIMARIOS

Son aquellos que son vitales para el funcionamiento adecuado del Proceso, el mal funcionamiento de alguno de éstos provoca graves problemas en la operación normal de la planta.

SERVICIOS SECUNDARIOS

Son aquellos que son importantes pero no un -- factor decisivo en el funcionamiento del Proceso.

Al realizar la Selección de los Equipos se busca lo siguiente:

A) OPERACION DE LA PLANTA

El tiempo que una Planta deja de operar depende muchas veces del mantenimiento que se le da a los Equipos de Servicios Auxiliares. Para obtener una operación confiable se pueden dar factores de sobrediseño con los cuales el Equipo puede estar funcionando a un 80% de su capacidad, esto correspondería a la capacidad normal de la Planta. Sin embargo el sobrediseño conduce a obtener costos elevados, por lo que se debe buscar un equilibrio entre ambos.

Otro factor importante son las emergencias causadas por falta de energía, ruptura de líneas o fallas en los Equipos. La solución que se le puede dar es instalar Equipos "de relevo" (emergencia), con el objeto de seguir operando la Planta sin tener la necesidad de pasar una parte o todo el Proceso, pero nuevamente se llega al factor económico para tomar una decisión.

B) DISEÑO MINIMO CONFIABLE

Lo que se pretende es obtener las mejores condiciones con el mínimo Equipo posible con lo que se tendría una disminución de la inversión inicial.

También se deben tomar en cuenta posibles expansiones de la Planta, con el objeto de seleccionar la capacidad adecuada de los Equipos.

Se debe buscar también economizar energía, por ejemplo en la generación y uso del vapor donde se debe utilizar de la mejor forma toda la energía suministrada a el agua, para esto se pueden usar precalentadores, turbinas de vapor, turbocompresores, etc.

DESCRIPCION DEL PROYECTO Y PROCESOS

En la Planta Industrializadora de Leche se contempla la producción de leches en polvo enteras, modificada y leche ultrapasteurizada.

2.1. CRITERIOS DE DISEÑO

A continuación se presentan los criterios básicos de Diseño, en base a los que se realizará el trabajo.

2.1.1. FORMULACION

Las características de formulación de los productos a fabricar son las siguientes:

U.H.T. CONCENTRADA: Leche líquida a doble concentración, rehidratada y ultrapasteurizada, en envase estéril y de cartón, con la siguiente composición.

FORMULA	% EN PESO
Sólidos no grasos	17.00
Grasa butírica (G.B.)	0.18
Aceite de coco	5.80
Emulsificantes y Estabilizantes	0.20
Agua	76.82
	<hr/>
	100.00

ENVASE: Tetra-Brik con 500 cc.

U.H.T. EVAPORADA: Leche líquida a doble concentración, rehidratada y ultrapasteurizada, en envase estéril de cartón de acuerdo a la siguiente composición.

FORMULA	% EN PESO
Sólidos no grasos	17.00
Grasa butírica (G.B.)	6.00
Emulificantes y estabilizantes	0.20
Agua	76.80
	<hr/>
	100.00

ENVASE: Tetra-Brik con 500 cc.

INSTALAC: Leche entera en polvo, instantaneizada, de acuerdo a la siguiente composición.

FORMULA	% EN PESO
Sólidos no grasos	71.00
Grasa butírica (G.B.)	25.80
Lecitina	0.20
Agua	3.00
	<hr/>
	100.00

2.1.3. CAPACIDAD

Según se muestra en el diagrama esquemático de flujos (figura No. 1), consta de dos líneas de producción:

- 1.- DESHIDRATAACION
- 2.- ULTRAPASTEURIZACION

1.- DESHIDRATAACION:

Considerando 300 días por año de producción neta, con un secador de 2,170 Kg/hr de capacidad, durante un período efectivo de 7.0 hr/día para la producción de Instalac y 6.5 hr/día para Vitalac, y considerando 3.0% de pérdidas totales, se tiene la siguiente producción.

INSTALAC	4,420	Ton/año
VITALAC	4,104	Ton/año
T O T A L	8,524	Ton/año

2.- ULTRAPASTEURIZACION:

Considerando 300 días por año de producción neta, con una sola línea de producción y una capacidad de 8,000 lts/hr durante un período efectivo de 20 hrs. por

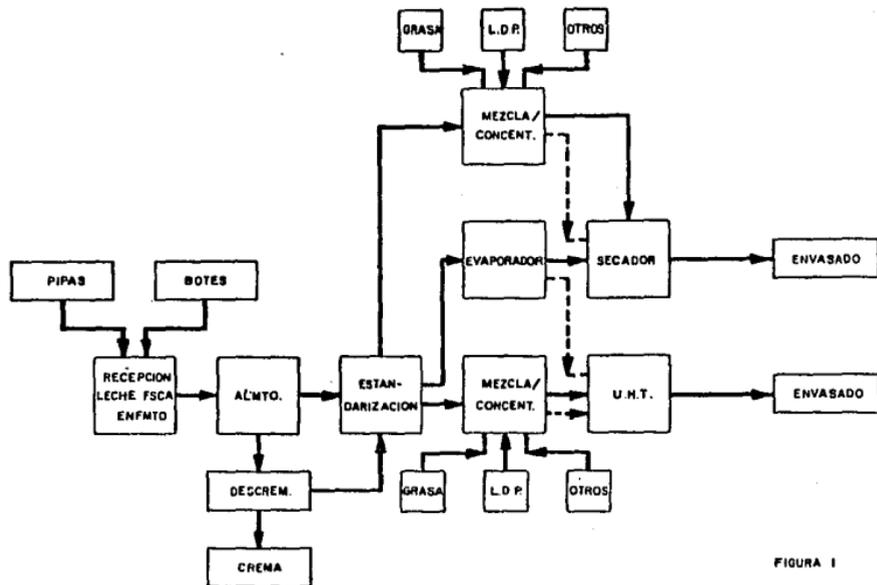


FIGURA I

DIAGRAMA ESQUEMATICO DE FLUJOS.

----- ALTERNATIVAS PARA FORMULACION DE LECHE.

día, se tiene la siguiente producción.

U.H.T. CONCENTRADA	28,320	Ton/año
U.H.T. EVAPORADA	28,320	Ton/año
T O T A L	56,640	Ton/año

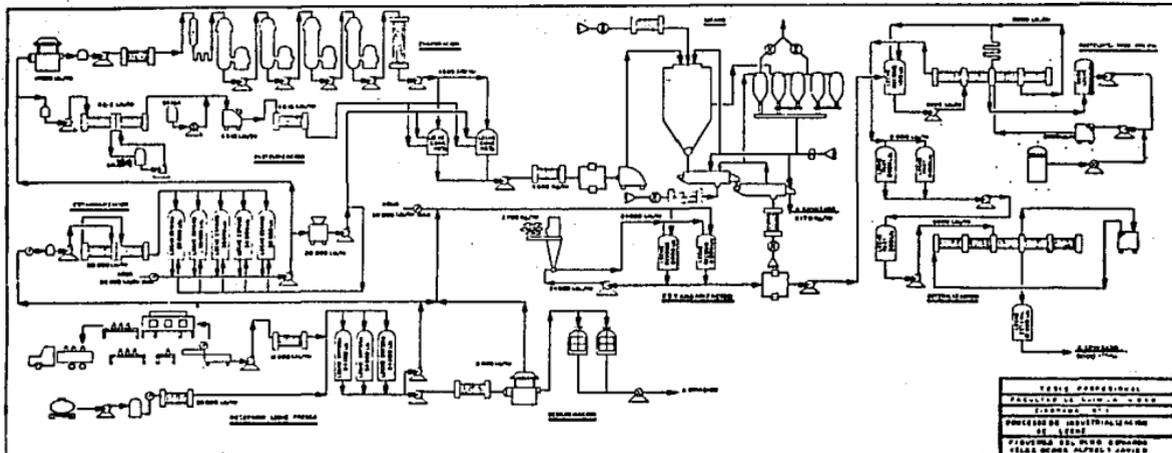
2.2. PROCESO U.H.T. (ULTRA HIGH TEMPERATURE)

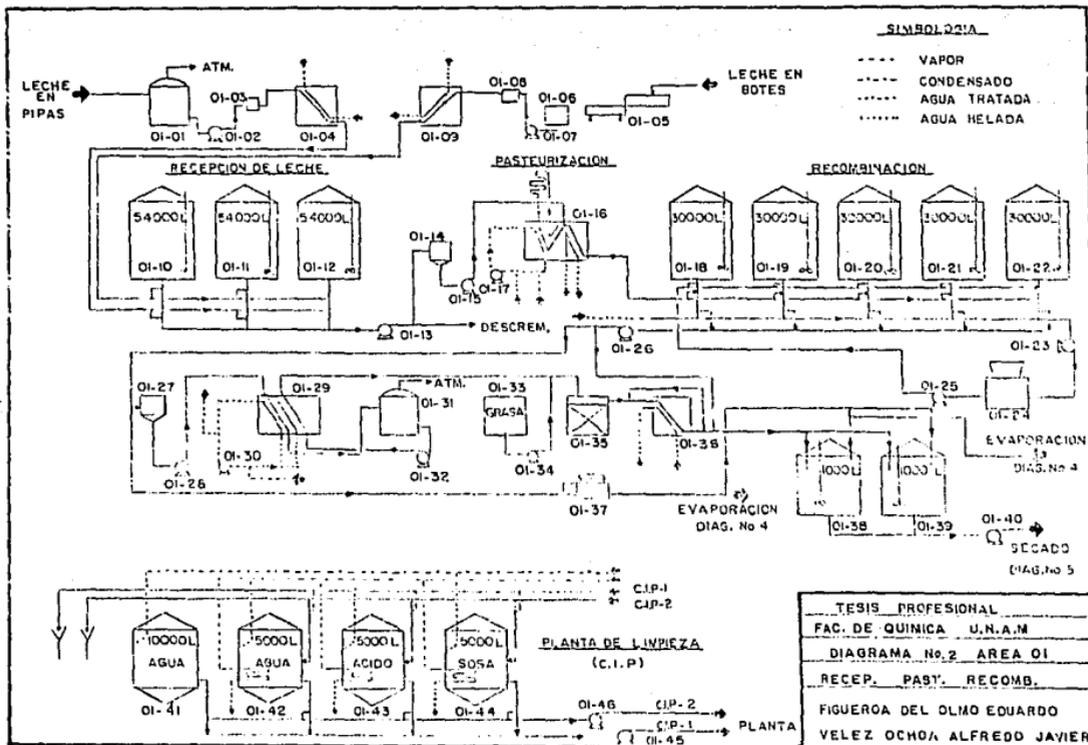
En el diagrama No. 1 se pueden observar las etapas por las cuales se llega a producir la leche ultra-pasteurizada.

2.2.1. RECEPCION DE LECHE FRESCA

La leche fresca se recibe fría en la Planta, - si proviene de estaciones de recolección situadas en zonas alejadas o caliente si es de proveedores cercanos -- (diagrama No. 2).

La leche recibida es filtrada, medida y enfriada con agua helada hasta 4°C o 6°C para su posterior almacenamiento en tanques silos. De estos tanques la leche se puede descremar y/o estandarizar, según la formulación deseada, previo análisis.





TESIS PROFESIONAL
FAC. DE QUIMICA U.N.A.M
DIAGRAMA No.2 AREA OI
RECEP. PAST. RECOMB.
FIGUEROA DEL OLMO EDUARDO
VELEZ OCHOA ALFREDD JAVIER

TESIS PROFESIONAL FAC. DE QUIMICA U.N.A.M.		LISTA DE EQUIPOS	AREA: 01 Recen., Past., Recomb.
No.	DESCRIPCION	ESPECIFICACIONES GENERALES	
01-01	Desaerador	Capacidad 30,000 Lts/lir	
01-02	Bomba para Leche en Fibras	Tipo: centrífuga Capacidad 30,000 Lts/lir	Potencia: 5.5 kw/440 v/60 Hz
01-03	Filtro	Capacidad 30,000 Lts/lir	
01-04	Enfriador de Leche en lipas	Tipo: de placas Capacidad 30,000 Lts/lir	
01-05	Transportador de Botes		Potencia: 1.5 kw/440 v/60 Hz
01-06	Báscula	Capacidad 500 Kg	Potencia: 0.1 kw/127 v/60 Hz
01-07	Bomba para Leche en Botes	Tipo: centrífuga Capacidad 12,000 Lts/lir	Potencia: 2.2 kw/440 v/60 Hz
01-08	Filtro	Capacidad 12,000 Lts/lir	
01-09	Enfriador de Leche en Botes	Tipo: de placas Capacidad 12,000 Lts/lir	
01-10	Tanque para Leche Fresca	Capacidad 54,000 Lts con agitador	Potencia: 5 kw/440 v/60 Hz
01-11	Tanque para Leche Fresca	Capacidad 54,000 Lts con agitador	Potencia: 3 kw/440 v/60 Hz
01-12	Tanque para Leche Fresca	Capacidad 54,000 Lts con agitador	Potencia: 3 kw/440 v/60 Hz
01-13	Bomba para Descarga de Tanques	Tipo: centrífuga Capacidad 30,000 Lts/lir	Potencia: 3.7 kw/440 v/60 Hz
01-14	Tanque de Balance	Capacidad 3,000 Lts	
01-15	Bomba de Leche a Pasteurizador	Tipo: centrífuga Capacidad 30,000 Lts/lir	Potencia: 7.5 kw/440 v/60 Hz
01-16	Pasteurizador	Tipo: de placas Capacidad 30,000 Lts/lir	
01-17	Bomba de Agua Caliente	Tipo: centrífuga Capacidad 60,000 Lts/lir	Potencia: 5.5 Hp/3400 RPM
01-18	Tanque de Almacen-Recombinación	Capacidad 30,000 Lts con agitador	Potencia: 3 kw/440 v/60 Hz
01-19	Tanque de Almacen-Recombinación	Capacidad 30,000 Lts con agitador	Potencia: 3 kw/440 v/60 Hz
01-20	Tanque de Almacen-Recombinación	Capacidad 30,000 Lts con agitador	Potencia: 3 kw/440 v/60 Hz
01-21	Tanque de Almacen-Recombinación	Capacidad 30,000 Lts con agitador	Potencia: 3 kw/440 v/60 Hz
01-22	Tanque de Almacen-Recombinación	Capacidad 30,000 Lts con agitador	Potencia: 3 kw/440 v/60 Hz

TESIS PROFESIONAL FAC. DE QUIMICA U.N.A.M		LISTA DE EQUIPOS		AREA: 01
				Recep. Past. Recomb
Nº	DESCRIPCION	ESPECIFICACIONES GENERALES		
01-23	Bomba Dosificadora	Capacidad 20,000 Lts/ltr	Potencia:	4 kw/440 v/60 Hz
01-24	Mezclador de Leche D. P.	Capacidad 20,000 Lts/ltr	Potencia:	4 kw/440 v/60 Hz
01-25	Bomba para Leche Concentrada	Tipo: centrífuga Capacidad 20,000 Lts/ltr	Potencia:	4 kw/440 v/60 Hz
01-26	Bomba de Leche a Adición de Grasa	Tipo: centrífuga Capacidad 4,700 Lts/ltr	Potencia:	2.2 kw/440 v/60 Hz
01-27	Tanque de Balance	Capacidad 100 Lts		
01-28	Bomba para Leche a Calentador	Tipo: centrífuga Capacidad 4,700 Lts/ltr	Potencia:	2.5 kw/440 v/60 Hz
01-29	Calentador de Leche	Tipo: de placas Capacidad 4,700 Lts/ltr		
01-30	Bomba para Agua Caliente	Tipo: centrífuga Capacidad 13,500 Lts/ltr	Potencia:	3 kw/440 v/60 Hz
01-31	Desaerador	Capacidad 4,700 Lts/ltr		
01-32	Bomba de Leche Desaerada	Tipo: centrífuga Capacidad 4,700 Lts/ltr	Potencia:	4 kw/440 v/60 Hz
01-33	Tanque de Grasa	Capacidad 3,000 Lts		
01-34	Bomba Dosificadora de Grasa	Capacidad 1,000 Lts/ltr	Potencia:	0.5 kw/440 v/60 Hz
01-35	Homogenizador	Capacidad 3,055 Lts/ltr	Potencia:	30 kw/440 v/60 Hz
01-36	Enfriador de Leche	Tipo: de placas Capacidad 4,700 Lts/ltr		
01-37	Clarificador	Tipo: autolimpiante Capacidad 17,650 Lts/ltr	Potencia:	18.5 kw/440 v/60 Hz
01-38	Tanque de Leche Concentrada	Capacidad 1,000 Lts con agitador	Potencia:	0.7 kw/440 v/60 Hz
01-39	Tanque de Leche Concentrada	Capacidad 1,000 Lts con agitador	Potencia:	0.7 kw/440 v/60 Hz
01-40	Bomba de Leche Concentrada	Tipo: centrífuga Capacidad 4,700 Lts/ltr	Potencia:	7.5 kw/440 v/60 Hz
01-41	Tanque de Agua	Capacidad 10,000 Lts		
01-42	Tanque de Agua Caliente	Capacidad 5,000 Lts		
01-43	Tanque de Solución Acida	Capacidad 5,000 Lts		
01-44	Tanque de Solución Básica	Capacidad 5,000 Lts		

2.2.2. ALMACENAMIENTO Y DESCREMACION

La leche se almacenará a fin de tener un proceso continuo. Mediante el equipo descremador se pretende eliminar la grasa de la leche, para la formulación de la Leche U.H.T. Concentrada.

2.2.3. ESTANDARIZACION

Como se observa en el diagrama esquemático de flujos (figura No. 1), los productos especificados en -- 2.1.1., pueden ser procesados a partir de leche fresca o de leche descremada en polvo (L.D.P.), así como con las mezclas posibles entre ambas. Pero siempre respetando las relaciones existentes entre sólidos grasos y sólidos no grasos, según la formulación.

$$Rc = \frac{\text{Sólidos grasos}}{\text{Sólidos no grasos}}$$

Rc= Constante para cada formulación.

De acuerdo a lo anterior, existen diferentes opciones para la preparación de leche, que son las siguientes.

- A) Preparación con parte de leche fresca y parte de leche descremada en polvo (L.D.P.).
- B) Preparación con leche rehidratada.
- C) Preparación con leche fresca evaporada.

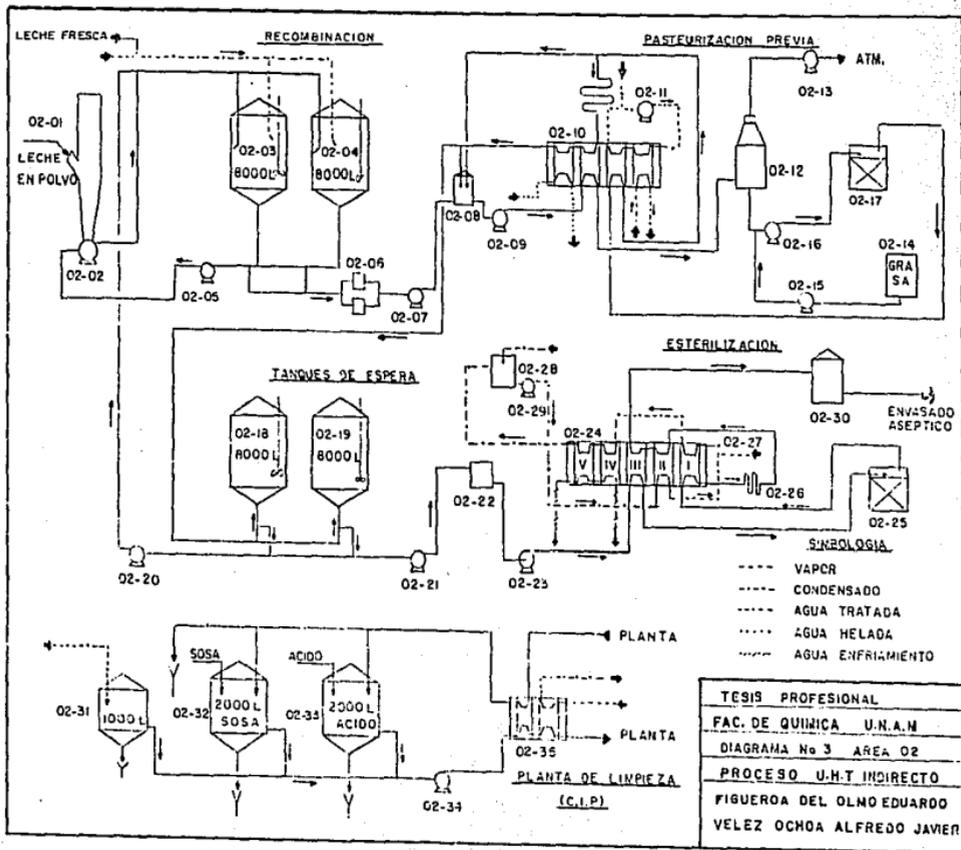
Estas posibilidades son importantes desde el punto de vista de la captación de leche fresca en el transcurso del año, ya que se tienen épocas de alta y baja producción.

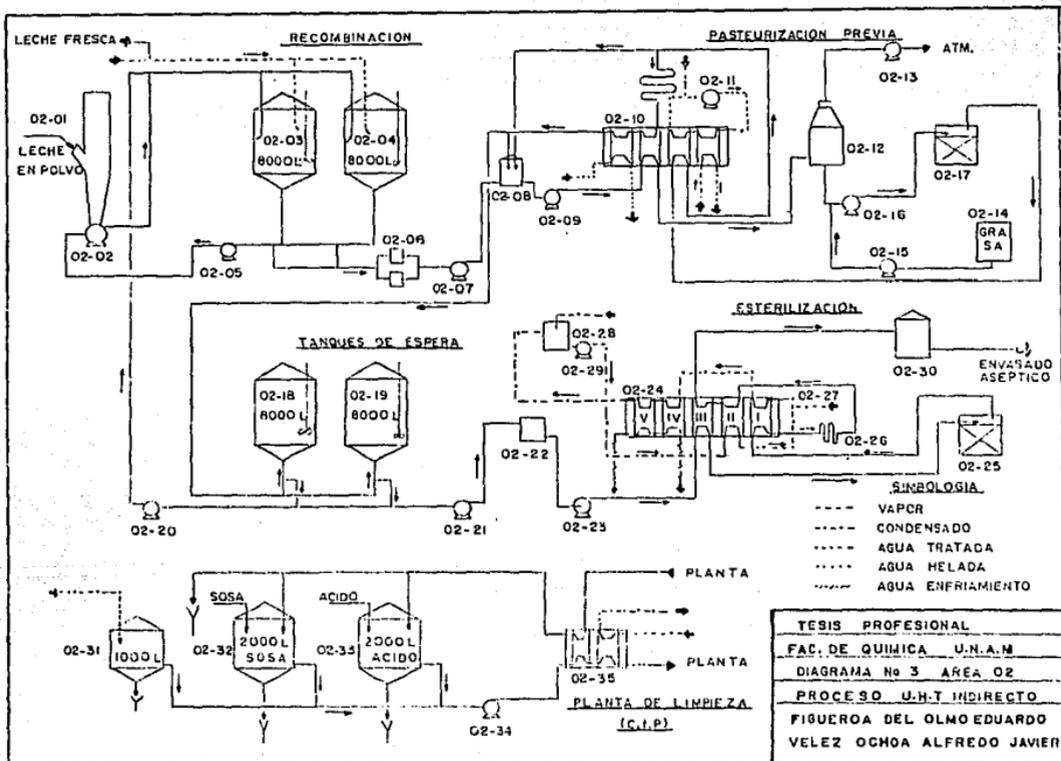
Calculados los ingredientes adicionales, para obtener la formulación según la leche que se desee producir, estos son mezclados hasta obtener una concentración uniforme, para posteriormente enviarla a pasteurización previa.

2.2.4. PASTEURIZACION PREVIA

La leche estandarizada a doble concentración - esta lista para el tratamiento técnico, previo análisis para la verificación de la formulación, (diagrama No. 3).

Esta pasteurización previa consiste en un calentamiento a 75°C. con un tiempo de sostenimiento de 150 segundos.





No	DESCRIPCION	ESPECIFICACIONES GENERALES	
02-01	Vaciadora de Sacos	Sistema rompedor por cuchillas	Potencia: 5.75 kw
02-02	Mezcladora de Polvos	Capacidad 4,000 kg/1hr polvo 27,000 Lts/1hr iig.	Potencia: 7.5 kw/220 v/60 Hz
02-03	Tanque de Recombinación	Capacidad 8,000 Lts con agitador	Potencia: 2 kw/440 v/60 Hz
02-04	Tanque de Recombinación	Capacidad 8,000 Lts con agitador	Potencia: 2 kw/440 v/60 Hz
02-05	Bomba	Tipo: centrífuga Capacidad 24,000 Lts/1hr	Potencia: 5.5 kw/440 v/60 Hz
02-06	Filtro	Tipo: Duplex	
02-07	Bomba de Leche	Tipo: centrífuga Capacidad 8,000 Lts/1hr	Potencia: 4 kw/440 v/60 Hz
02-08	Tanque de Balance	Capacidad 100 Lts	
02-09	Bomba de Leche	Tipo: centrífuga Capacidad 8,000 Lts/1hr	Potencia: 4 kw/440 v/60 Hz
02-10	Pasteurizador	Tipo: de placas Capacidad 8,000 Lts/1hr	
02-11	Bomba de Agua Caliente	Tipo: centrífuga Capacidad 12,000 Lts/1hr	Potencia: 2.2 kw/440 v/60 Hz
02-12	Desaerador	Capacidad 8,000 Lts/1hr	
02-13	Bomba de Vacío	Potencia: 4 kw/440 v/60 Hz	
02-14	Tanque para Grasa		
02-15	Bomba Dosificadora de Grasa	Capacidad 500 Lts/1hr	Potencia: 0.75 kw/440v/60 Hz
02-16	Bomba de Leche	Tipo: centrífuga Capacidad 8,000 Lts/1hr	Potencia: 4.5 kw/440 v/60 Hz
02-17	Homogenizador	Capacidad 8,000 Lts/1hr 75 kw/440 v/60 Hz	
02-18	Tanque de Espera	Capacidad 8,000 Lts con agitador	Potencia: 2 kw/440 v/60 Hz
02-19	Tanque de Espera	Capacidad 8,000 Lts con agitador	Potencia: 2 kw/440 v/60 Hz
02-20	Bomba de Recirculación de Leche	Tipo: centrífuga Capacidad 8,000 Lts/1hr	Potencia: 4 kw/440 v/60 Hz
02-21	Bomba de Leche	Tipo: centrífuga Capacidad 8,000 Lts/1hr	Potencia: 4 kw/440 v/60 Hz
02-22	Tanque de Balance	Capacidad 300 Lts Acero Inoxidable	

La leche que sale se desaerea, se le agrega --grasa y se homogeniza con el propósito de no tener una --separación de la misma. En seguida es enfriada y almacenada, lista para pasar al proceso de ultrapasteurización.

2.2.5. ULTRAPASTEURIZACION

La ultrapasteurización de la leche por medio - del Proceso Ultra Alta Temperatura Indirecta (Indirect - U.H.T.), se realizará por calentamiento indirecto de la leche, en un cambiador de calor de placas, hasta su temperatura de esterilización (137°C. con 4 segundos de sogtenimiento).

Los pasos a seguir en éste Proceso son mostrados en el diagrama No. 3, y son los siguientes.

2.2.5.1. PRETRATAMIENTO Y HOMOGENIZACION

2.2.5.2. ESTERILIZACION

2.2.5.3. ENFRIAMIENTO ASEPTICO

2.2.5.1. PRETRATAMIENTO Y HOMOGENIZACION

Durante la producción, la leche es admitida en

la Planta U.H.T. por medio del tanque de balance (02-22), de donde es enviada a la sección III del cambiador de calor de placas (02-24), por medio de la bomba de alimentación (02-23). En ésta sección llamada de calentamiento regenerativo, la leche es calentada aproximadamente a --66°C., por el flujo a contra corriente de la leche esterilizada en la sección I del cambiador.

De la sección de calentamiento regenerativo, - la leche pasa al homogenizador no aséptico, donde la homogenización normalmente se lleva a cabo en dos etapas a una presión que varía de 150 kg/cm². a 250 kg/cm²., con el objeto de incorporar los globulos de grasa homogeneamente y así evitar que durante el envasado y almacenamiento se produzca una separación.

2.2.5.2. ESTERILIZACION

Después de la homogenización, la leche entera pasa a la etapa de calentamiento final, el cual se realiza indirectamente en la sección I del cambiador de calor por medio de agua caliente, hasta una temperatura de ---137°C.

La leche calentada hasta esta temperatura, pasa a través de un tubo de sostenimiento (02-26), en el cual se mantiene durante 4 segundos, con el objeto de --

obtener leche esterilizada.

2.2.5.3. ENFRIAMIENTO ASEPTICO

Después que la leche sale del tubo de sostenimiento, pasa a la sección II del cambiador de calor, en donde es enfriada asépticamente de 137°C . hasta aproximadamente 76°C . por medio de un circuito de agua de enfriamiento.

En seguida pasa a través de la sección III del cambiador llamada de enfriamiento regenerativo, donde es enfriada aproximadamente hasta 20°C ., por medio de leche fría que entra a pretratamiento.

2.2.6. ENVASADO ASEPTICO

La leche al haber sido tratada asépticamente, se debe seguir conservando como tal al ser envasada, para lo cual el sistema de envasado y el material del envase deben garantizar, que el producto pueda llegar a resistir un mínimo de 3 meses en anaquel, sin necesidad de refrigeración.

El envasado se realizará en máquinas tetrapack de empaque especial, sujeto a esterilización con peróxido de hidrógeno.

La capacidad de las máquinas es de 3,600 envases por hora, por máquina y el volumen del envase es de 500 cc.

2.3. PROCESO DE DESHIDRATACION

Corresponde a una línea independiente del Proceso U.H.T., excepto la etapa de recibo de leche fresca. Que serviría para ambos procesos (ver diagrama No. 1).

SE DIVIDE EN:

2.3.1. ESTANDARIZACION

2.3.2. EVAPORACION

2.3.3. SECADO

2.3.4. ENVASADO

2.3.1. ESTANDARIZACION

Al igual que en el Proceso U.H.T., ésta se puede llevar a cabo, con leche fresca o de L.D.P., así como una mezcla de ambas, como se describió anteriormente en el inciso 2.2.3.

Una vez estandarizada la leche es enviada a -- evaporación, previa confirmación de los componentes de -- la misma.

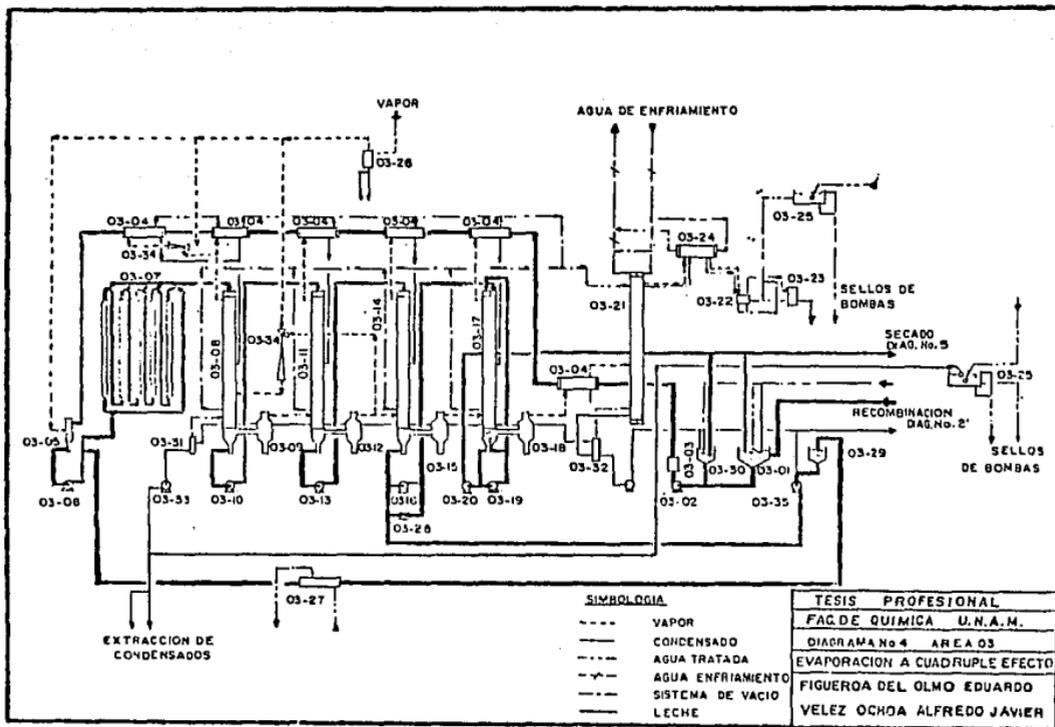
2.3.2. EVAPORACION

El diagrama No. 4 corresponde a un sistema de evaporación a cuádruple efecto y película descendente.

El principio del funcionamiento está fundamentado en la evaporación bajo vacío, de una película delgada de líquido, que baja por las paredes interiores de -- los tubos verticales. Mientras la leche desciende, el -- agua que contiene es evaporada, mediante el calentamiento por la parte exterior de los tubos, con vapor.

La leche es bombeada desde un depósito de alimentación (03-01) y es sometida a varios precalentamientos sucesivos (03-04) antes de entrar al pasteurizador -- (03-05), pasando después a un sistema de retención variable (03-07) en donde permanece de 1 a 5 minutos a una -- temperatura de 105°C., para evitar la proliferación de -- gérmenes durante la evaporación.

Pasa entonces al primer efecto (03-08), en donde es evaporada parte del agua, y de la parte inferior -- sale un líquido concentrado, el cual pasa a la parte superior del segundo efecto (03-11).



TESIS PROFESIONAL FAC. DE QUIMICA U.N.A.M.		LISTA DE EQUIPOS	AREA: 03 EVAPORACION
No	DESCRIPCION	ESPECIFICACIONES GENERALES	
03-01	Depósito de Aliment.	Con flotador y control de nivel	
03-02	Bomba de Alimentación	Tipo: centrífuga	Potencia: 15.1 kw/220 v
03-03	Medidor de flujo		
03-04	Precaentador (6unid.)	Operación con vapor residual	
03-05	Unidad de Pasteurización	Tipo: Inyección directa de vapor	
03-06	Bomba para extracción pasteurizador	Tipo: centrífuga	Potencia: 5.6 kw/220 v
03-07	Tub. Ret. Variable	Acero Inoxidable	
03-08	Primer Efecto	Tipo: película descendente	
03-09	Separador 1er. Efecto	Acero Inoxidable	
03-10	Bomba de Extracción	Tipo: centrífuga	Potencia: 4.1 kw/220 v
03-11	Segundo Efecto	Tipo: película descendente	
03-12	Separador 2do. Efecto	Acero Inoxidable	
03-13	Bomba de Extracción	Tipo: centrífuga	Potencia: 4.1 kw/220 v
03-14	Tercer Efecto	Tipo: película descendente	
03-15	Separador 3er. Efecto	Acero Inoxidable	
03-16	Bomba de Extracción	Tipo: centrífuga	Potencia: 4.1 kw/220 v
03-17	Cuarto Efecto	Tipo: película descendente	
03-18	Separador 4to. Efecto	Acero Inoxidable	
03-19	Bomba de Paso	Tipo: centrífuga	Potencia: 4.1 kw/220 v
03-20	Bomba Extrac. Producto	Tipo: centrífuga	Potencia: 4.1 kw/220 v
03-21	Condensador	Tipo: de superficie, horizontal	
03-22	Bomba de Vacío	Tipo: sistema líquido	Potencia: 15.1 kw/220 v
03-23	Separador de Incond.	Acero Inoxidable	

Del segundo efecto pasa al tercero (03-14), de éste al cuarto (03-17) de donde sale la leche concentrada al 46%.

Cada efecto esta provisto con un ciclón (03-09, 03-12, 03-15 y 03-18), para separar las gotitas producidas en vapor secundario, el cual es utilizado para el ca lentamiento del efecto siguiente, al final será condensa do en (03-31 y 03-32).

La Planta de Evaporación esta provista de termocompresores (03-34), los que con la ayuda de vapor vivo, vuelven a comprimir una parte del vapor secundario, que sale del primer y segundo efecto, consiguiendo así - una economía energética importante.

Para mantener un vacío, la instalación esta -- equipada con una bomba (03-22) con sello de agua.

Este tipo de concentradores presentan ventajas tales como:

- A) Coeficiente de transmisión de calor elevado.
- B) Consumo energético reducido, por reutilización de vapor.

2.3.3. SECADO

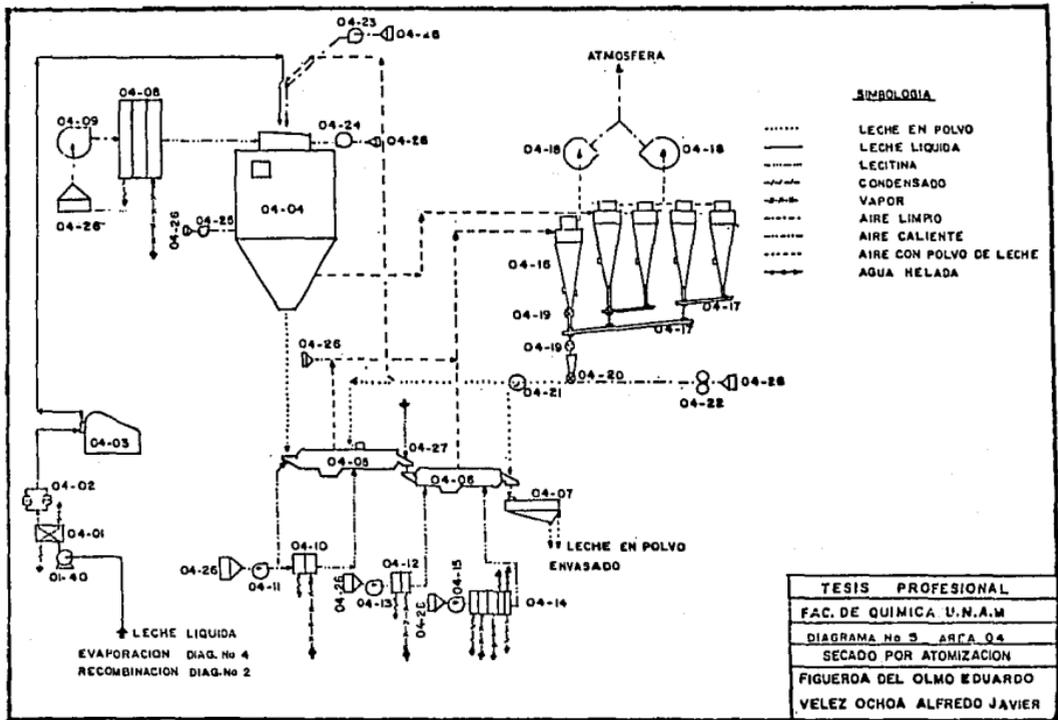
El diagrama No. 5 muestra una instalación de atomización y secado.

El aire caliente que entra por la parte superior de la cámara cilíndricocónica, rodeando la tubería de atomización, produce un secado rápido, resultante de la finura de las partículas y de la velocidad con que salen de la tubería.

La mayoría del agua se evapora por difusión instantánea a través de las partículas y al mismo tiempo enfriando el aire.

La leche concentrada proveniente del evaporador o formulada en estandarización, es bombeada (01-40) y sometida a un precalentamiento (04-01) hasta una temperatura de 72°C., para llevarla al secador (04-04) se le aumenta la presión para así conseguir una atomización en partículas finamente divididas. Al introducir aire caliente mediante (04-09) se consigue obtener un producto con una humedad de 3.5 a 5.5 %.

Para secar aún más el producto, se introduce a los vibrofluidizadores (04-05 y 04-06), en los cuales se inyecta aire caliente y deshumidificado, posteriormente pasa al tamiz vibratorio (04-07), para envasarse con una humedad de 2.5 %.



LISTA DE EQUIPOS

No	DESCRIPCION	ESPECIFICACIONES GENERALES	
04-01	Precaentador	Tipo: de placas Capacidad 4,700 Lts/Hr	
04-02	Filtro Doble	Tipo: duplex Cap: 2 x 4,700 Lts/Hr	
04-03	Bomba de Alta Presión	Tipo: pistón	Potencia: 50 kw/440 v/60 Hz
04-04	Cámara de Secado	Tipo: secado por atomización, Acero Inoxidable	
04-05	Vibrofluidizador I	Área: 10 metros cuadrados Acero Inoxidable	Potencia: 2.64 kw/440 v/60 Hz
04-06	Vibrofluidizador II	Área: 8 metros cuadrados Acero Inoxidable	Potencia: 2.64 kw/440 v/60 Hz
04-07	Tamiz Vibratorio	Acero Inoxidable	Potencia: 0.66 kw/440 v/60 Hz
04-08	Batería de Calefacción	Tipo: tubular Capacidad 57,850 Kg/Hr	
04-09	Ventilador de Impulsión	Tipo: centrífuga Capacidad 57,850 Kg/Hr	Potencia: 55 kw/440 v/60 Hz
04-10	Calentador de Aire Vibrofluidizador I	Tipo: tubular Capacidad 9,973 Kg/Hr	
04-11	Ventilador para Calentador 04-10	Tipo: centrífuga Capacidad 9,973 Kg/Hr	Potencia: 15 kw/440 v/60 Hz
04-12	Calentador de Aire Vibrofluidizador II	Tipo: tubular Capacidad 4,818 Kg/Hr	
04-13	Ventilador para Calentador 04-12	Tipo: centrífuga Capacidad 4,818 Kg/Hr	Potencia: 7.5 kw/440 v/60 Hz
04-14	Enfriador-Calentador de Aire Vibrofluid. II	Tipo: tubular Capacidad 5,056 Kg/Hr	
04-15	Ventilador para Enf-Calent. 04-14	Tipo: centrífuga Capacidad 5,056 Kg/Hr	Potencia: 7.5 kw/440 v/60 Hz
04-16	Ciclón (5 unidades)	Acero Inoxidable	
04-17	Transportador (3 unidades)	Tipo: vibratorio c/2 motores c/u	Potencia: 2 kw/440 v/60 Hz
04-18	Ventilador de Extrac- ción (2 unidades)	Tipo: centrífuga Capacidad 67,980 Kg/Hr/ 19,940 Kg/Hr	Potencia: 60 kw/30 kw/440 v/ 60 Hz
04-19	Válvula (2 unidades)	Tipo: rotatorio	Potencia Total: 0.36 kw/440 v/60 Hz
04-20	Válvula de Desvío	Tipo: especial (Blow-Through)	Potencia: 0.37 kw/440 v/60 Hz
04-21	Válvula para retorno de finos		
04-22	Soplador de Aire	Tipo: rotativo Capacidad 690 Kg/Hr	Potencia: 11 kw/440 v/60 Hz

Entre los vibrofluidizadores (04-05 y 04-06) - se atomiza lecitina (04-27), la que aumentará la solubilidad de la leche.

El sistema posee equipos para la recuperación de finas partículas de leche en polvo, mediante la extracción de aire (04-19) de la cámara de secado y vibrofluidizadores, pasando a través de los ciclones (04-16) los cuales separan las partículas finas, que son recirculadas a los vibrofluidizadores por válvulas rotatorias y transportadores vibratorios para propiciar la aglomeración y no tener problemas de presentación en el envasado.

2.3.4. ENVASADO DE POLVOS

El envasado de leche en polvo se hara en cajas plegadizas de cartón con bolsa interior.

Las máquinas envasadoras tienen una construcción longitudinal y se componen de la parte confeccionadora de paquetes y de la parte llenadora y cerradora, en la parte confeccionadora de paquetes, el largo del recorte necesario se corta automaticamente de la banda del material de la bolsa interior formandose y plegandose la -bolsa.

Al mismo tiempo se sella la costura longitudinal y el fondo, las cajas plegadizas pre-quebrantadas en

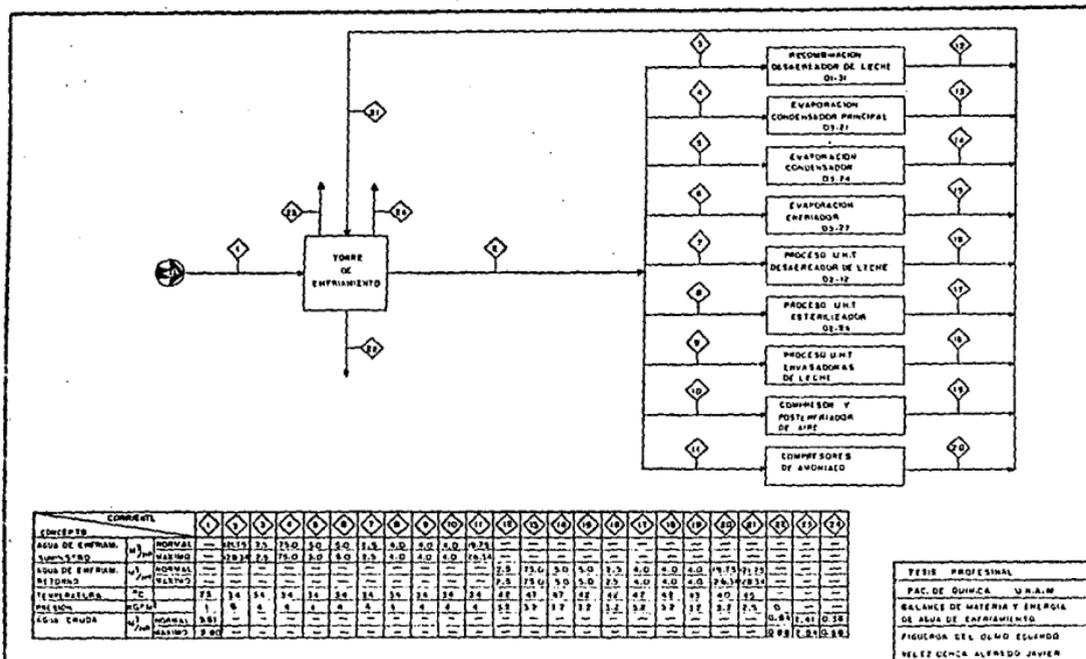
los cantos longitudinales y pegadas en la costura longitudinal se sacan de una pila oscilante mediante aspiradores, las abren y las transmiten a una rueda de cangilones de marcha intermitente.

Después de introducir la bolsa interior y cerrar el cartón en el fondo por medio de adhesivo reactivado por calor, el paquete preparado para el llenado, se entrega a la parte llenadora y cerradora.

La parte llenadora es construida como transportador de marcha intermitente, el llenado se efectúa por un dosificador a tornillo sin fin eléctrico, disparado por un contacto de manera que solamente se descarga si un paquete está en la estación llenadora.

Durante el transporte a la estación cerradora los paquetes son vibrados de manera que el material a llenar se asiente optimamente y se efectúa un barrido con gas inerte. Después, los paquetes se transportan a la parte cerradora, la bolsa interior es sellada y las solapas de la caja plegadiza se pegan con adhesivo.

BALANCES DE MATERIA Y ENERGIA



COMMENTS		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
AGUA DE ENFRIAM.	kg/h	1115	22	240	30	50	1.0	4.0	5.0	6.0	14.25	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
LUMEN'S	kg/h	2834	23	750	30	50	3.3	4.0	4.0	6.0	14.14	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
AGUA DE ENFRIAM.	kg/h	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	2.8	73.6	3.0	5.0	3.3	6.0	4.0	4.0	14.75	71.75
RENDIDO	kg/h	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	7.8	18.6	3.0	5.0	3.3	6.0	4.0	4.0	14.75	71.75
TEMPERATURA	°C	72	34	14	14	14	14	14	14	14	14	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
PROCESO	kg/h	1	8	4	4	4	4	4	4	4	52	39	17	22	12	37	37	37	37	37	37
AGUA CRUDA	kg/h	381	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
	MAXIMO	2.81	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

PERIS PROFESIONAL
 PAC. DE QUIMICA U.N.A.M.
 BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA
 DE AGUA DE ENFRIAMIENTO.
 FIGURA DEL QUINTO EJEMPLO
 VELEZ GARCIA ALFREDO JAVIER

BASES DE DISEÑO

Servicio	Agua de enfriamiento
Operación	Continua
Temperatura de bulbo seco	37°C
Temperatura de bulbo húmedo	24°C
Humedad relativa	38%
Flujos unitarios de agua de enfriamiento	Los flujos unitarios de los equipos de proceso son suministrados por el proveedor respectivo.
Temperatura máxima del agua a suministrar	34°C
Presión mínima de suministro del agua de enfriamiento	4 Kg/cm ²
Calidad del agua de suministro	Índice de Langelier +0.5 a +1.5, ph 6-8 y 4,500 ppm - máximo de sólidos totales.
Calidad del agua de reposición	Agua cruda (ver análisis - en el apéndice No. 7).
Consumos futuros	No se contemplan expansiones del servicio.
Energía eléctrica disponible	440-220 v/3 ø/60 Hz

3.1. BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO

CORRIENTE 1

Agua cruda para la reposición de la torre de enfriamiento

$$W_1 = W_{22} + W_{23} + W_{24}$$

Condiciones de flujo normal

$$W_1 = 0.84 \text{ m}^3/\text{hr} + 2.41 \text{ m}^3/\text{hr} + 0.36 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$W_1 = 3.61 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_1 = 0.88 \text{ m}^3/\text{hr} + 2.54 \text{ m}^3/\text{hr} + 0.38 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$W_1 = 3.20 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 1 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 25^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de las corrientes 22,23,24

CORRIENTE 2

Línea de distribución general de agua de enfriamiento.

El acercamiento mínimo que se obtiene en una torre de enfriamiento es 5°F , mientras más pequeño es el acercamiento más costosa es la torre de enfriamiento, por lo tanto se considera un acercamiento de $18^\circ\text{F} = 10^\circ\text{C}$.

Condiciones de flujo normal

$$W_2 = W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7 + W_8 + W_9 + W_{10} + W_{11}$$

$$W_2 = 2.5 \text{ m}^3/\text{hr} + 75 \text{ m}^3/\text{hr} + 5 \text{ m}^3/\text{hr} + 5 \text{ m}^3/\text{hr} + 2.5 \text{ m}^3/\text{hr} + \\ 4.0 \text{ m}^3/\text{hr} + 4.0 \text{ m}^3/\text{hr} + 4.0 \text{ m}^3/\text{hr} + 19.75 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$W_2 = 121.75 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_2 = 2.5 \text{ m}^3/\text{hr} + 75 \text{ m}^3/\text{hr} + 5.0 \text{ m}^3/\text{hr} + 5.0 \text{ m}^3/\text{hr} + 2.5 \\ \text{ m}^3/\text{hr} + 4.0 \text{ m}^3/\text{hr} + 4.0 \text{ m}^3/\text{hr} + 4.0 \text{ m}^3/\text{hr} + 26.34 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$W_2 = 128.34 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 6 \text{ Kg/cm}^2$$

T = Temperatura de bulbo húmedo de diseño + acercamiento

$$T = 24^\circ\text{C} + 10^\circ\text{C} = 34^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de las corrientes 3,4,5,6,7,8,9,10,11

CORRIENTE 3

Agua de enfriamiento para el desaeccador de leche (01-31)

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_3 = 2.5 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 34^\circ\text{C}$$

Datos de flujo y presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 4

Agua de enfriamiento para el condensador principal de -
leche (03-21)

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_4 = 75 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$T = 34^\circ\text{C}$$

Datos de flujo y presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 5

Agua de enfriamiento para el condensador de leche (03-24)

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_5 = 5 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$T = 34^\circ\text{C}$$

Datos de flujo y presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 6

Agua de enfriamiento para el enfriador de leche (03-27)

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_6 = 5 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$T = 34^{\circ}\text{C}$$

Datos de flujo y presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 7

Agua de enfriamiento para el desacreador de leche (02-12)

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_7 = 2.5 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$T = 34^{\circ}\text{C}$$

Datos de flujo y presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 8

Agua de enfriamiento para el esterilizador de leche (02-24)

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_8 = 4.0 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$T = 34^{\circ}\text{C}$$

Datos de flujo y presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 9

Agua de enfriamiento para las envasadoras de leche, en el proceso UHT

Condiciones de flujo normal y máximo

Agua de enfriamiento para envasadora tetra brik $0.78 \text{ m}^3/\text{hr}$

Se tienen 5 envasadoras

$$W_9 = 0.78 \text{ m}^3/\text{hr} \text{ envasadora} \times 5 \text{ envasadoras}$$

$$W_9 = 4 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 34^\circ\text{C}$$

Datos de flujo y presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 10

Agua de enfriamiento para el compresor y postenfriador de aire en el capítulo 4.2.

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_{10} = 4.0 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 34^\circ\text{C}$$

Ver cálculo del flujo de agua de enfriamiento en el capítulo 4.2.

CORRIENTE 11

Agua de enfriamiento para los compresores de refrigeración

Condiciones de flujo normal

$$W_{11} = 19.75 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_{11} = 26.34 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 34^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de la corriente 27 en el capítulo 3.2.

CORRIENTE 12

Retorno del agua de enfriamiento del desareador de leche (01-31)

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_{12} = 2.5 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - \Delta P$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - 0.8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 3.2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 42^\circ\text{C}$$

Datos de temperatura y caída de presión proporcionados por el proveedor.

CORRIENTE 13

Retorno del agua de enfriamiento del condensador principal de leche

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_{13} = 75 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - \Delta P$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - 0.8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 3.2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 47^\circ\text{C}$$

Datos de temperatura y caída de presión proporcionados por el proveedor.

CORRIENTE 14

Retorno del agua de enfriamiento del condensador de leche (03-24)

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_{14} = 5 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - \Delta P$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - 0.8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 3.2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 47^\circ\text{C}$$

Datos de temperatura y caída de presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 15

Retorno del agua de enfriamiento del enfriador de leche (03-27)

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_{15} = 5 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - \Delta P$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - 0.8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 3.2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 42^\circ\text{C}$$

Datos de temperatura y caída de presión proporcionados por el proveedor.

CORRIENTE 16

Retorno del agua de enfriamiento del desareador de leche (02-12)

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_{16} = 2.5 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - \Delta P$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - 0.8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 3.2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 42^\circ\text{C}$$

Datos de temperatura y caída de presión proporcionados por el proveedor.

CORRIENTE 17

Retorno del agua de enfriamiento del esterilizador de leche (02-24)

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_{17} = 4 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - \Delta P$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - 0.8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 3.2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 47^\circ\text{C}$$

Datos de temperatura y caída de presión proporcionados por el proveedor.

CORRIENTE 18

Retorno del agua de enfriamiento de las envasadoras de leche.

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_{18} = 4 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - \Delta P$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - 0.8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 3.2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 42^\circ\text{C}$$

Datos de temperatura y caída de presión proporcionados por el proveedor.

CORRIENTE 19

Retorno del agua de enfriamiento del compresor y postenfriador de aire.

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_{19} = 4 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - \Delta P$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - 0.8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 3.2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 43^\circ\text{C}$$

Ver cálculo del flujo de agua de enfriamiento para el -
compresor y postenfriador de aire en el capítulo 4.2.

CORRIENTE 20

Retorno del agua de enfriamiento de los compresores de
refrigeración.

Condiciones de flujo normal

$$W_{20} = 19.75 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_{20} = 26.34 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - \Delta P$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - 0.8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 3.2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 40^\circ\text{C}$$

Ver el cálculo de la temperatura en el capítulo 4.1.

CORRIENTE 21

Línea de retorno de agua de enfriamiento a la torre.

Condiciones de flujo normal

$$W_{21} = W_{12} + W_{13} + W_{14} + W_{15} + W_{16} + W_{17} + W_{18} + W_{19} + W_{20}$$

$$W_{21} = 2.5 \text{ m}^3/\text{hr} + 75 \text{ m}^3/\text{hr} + 5 \text{ m}^3/\text{hr} + 5 \text{ m}^3/\text{hr} + 2.5 \text{ m}^3/\text{hr} + 4.0 \text{ m}^3/\text{hr} + 4.0 \text{ m}^3/\text{hr} + 4.0 \text{ m}^3/\text{hr} + 19.75 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_{21} = 2.5 \text{ m}^3/\text{hr} + 75 \text{ m}^3/\text{hr} + 5 \text{ m}^3/\text{hr} + 5 \text{ m}^3/\text{hr} + 2.5 \text{ m}^3/\text{hr} + 4.0 \text{ m}^3/\text{hr} + 4.0 \text{ m}^3/\text{hr} + 4.0 \text{ m}^3/\text{hr} + 26.34 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$W_{21} = 128.34 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 3.2 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

Temperatura del agua de retorno

Considerando que el proceso de mezclado de las corrientes es adiabático se tiene.

$$W_{21} C_{p21} T_{21} = W_{12} C_{p12} T_{12} + W_{13} C_{p13} T_{13} + W_{14} C_{p14} T_{14} + W_{15} C_{p15} T_{15} + W_{16} C_{p16} T_{16} + W_{17} C_{p17} T_{17} + W_{18} C_{p18} T_{18} + W_{19} C_{p19} T_{19} + W_{20} C_{p20} T_{20}$$

Considerando ρ agua = 1 Kg/l y C_p agua = 1 $\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$

$$\begin{aligned} W_{21} C_{p21} T_{21} &= 2,500 \text{ Kg}/\text{hr} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 42^\circ\text{C} + 75,000 \text{ Kg}/\text{hr} \times \\ & 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 47^\circ\text{C} + 5,000 \text{ Kg}/\text{hr} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 47^\circ\text{C} + \\ & 5,000 \text{ Kg}/\text{hr} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 42^\circ\text{C} + 2,500 \text{ Kg}/\text{hr} \times \\ & 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 42^\circ\text{C} + 4,000 \text{ Kg}/\text{hr} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 47^\circ\text{C} + \\ & 4,000 \text{ Kg}/\text{hr} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 42^\circ\text{C} + 4,000 \text{ Kg}/\text{hr} \times \\ & 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 43^\circ\text{C} + 26,340 \text{ Kg}/\text{hr} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^\circ\text{C}} \times 40^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$W_{21} C_{P21} T_{21} = 5,761,600 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$$

$$T_{21} = \frac{5,761,600 \text{ Kcal/hr}}{W_{21} C_{P21}}$$

$$T_{21} = \frac{5,761,600 \text{ Kcal/hr}}{128,340 \text{ Kg/hr} \times 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}^{\circ}\text{C}}}$$

$$T_{21} = 45^{\circ}\text{C}$$

CORRIENTE 22

Purga continua de la torre de enfriamiento

Realizando un balance total de materia y de sólidos totales en la torre de enfriamiento, se obtiene la ecuación para determinar la cantidad de purga continua.

La ecuación es la siguiente:

$$\% B = \frac{\% E}{c} - \% W \quad (c-1)$$

Donde: % B = porcentaje de purga

% E = porcentaje de evaporación

% W = porcentaje de pérdidas por arrastre

c = ciclos de concentración

Porcentaje de evaporación: 1% por cada 10°F de rango

$$\text{rango} = 45^{\circ}\text{C} - 34^{\circ}\text{C} = 11^{\circ}\text{C}$$

$$\text{rango} = 11^{\circ}\text{C} \times 1.8 \frac{^{\circ}\text{F}}{^{\circ}\text{C}} = 19.8^{\circ}\text{F}$$

$$\% E = 1.98$$

Porcentaje de pérdidas por arrastre = 0.3% (bibliografía 18) todos los porcentajes son con respecto al flujo de circulación del agua por la torre de enfriamiento (corriente 2 ó 21).

DETERMINACION DE LOS CICLOS DE CONCENTRACION

$$C = \frac{\text{concentración de sólidos totales en el agua de recirculación}}{\text{concentración de sólidos totales en el agua de reposición}}$$

El índice de Langelier y la concentración de sólidos totales son los parámetros que se usan para determinar los ciclos de concentración permisibles en la operación de una torre de enfriamiento. El índice de Langelier recomendado para el agua de recirculación de la torre de enfriamiento es de +0.5 a +1.5 y un ph de 6-8 (bibliografía 19).

Se adiciona ácido sulfúrico para reducir la alcalinidad y para mantener el índice de Langelier en +1.0

Las ecuaciones que se utilizan son las siguientes:

$$\text{índice de Langelier} = \text{ph} - \text{pHs}$$

$$\text{índice de Langelier} = \text{ph} - \left[(9.30 + A + B) - (C + D) \right]$$

$$\text{índice de Ryznar} = 2 (\text{pHs}) - \text{ph}$$

$$\text{Kg/día } (\text{H}_2\text{SO}_4) = 2.15 \times 10^{-5} \times \Delta \text{ alcalinidad} \times B^1$$

$$B^1 = \text{purga} + \text{pérdidas por arrastre (m}^3/\text{hr)}$$

Los valores de las variables involucradas en la ecuación de Langelier están reportados en el apéndice No. 4.

En la siguiente tabla se presentan los resultados obtenidos.

	agua cruda (ppm)	Ciclos de Concentración					
		2A*	2B*	3A	3B	4A	4B
Ca ⁺⁺ como CaCO ₃	360	720	720	1080	1080	1440	1440
bicarbonatos como CaCO ₃	100	200	120	300	105	400	100
sulfatos como SO ₄ ⁼	1200	2400	2463	3600	3753	4800	5036
alcalinidad al A. metilo (CaCO ₃)	100	200	120	300	105	400	100
alcalinidad a la fenoftaleina	0	0	0	0	0	0	0
sólidos totales (ppm)	1538	3076	3062	4614	4579	6152	6097
Δ alcalinidad			80		195		300
B'			2.54		1.27		0.85
H ₂ SO ₄ adicionado (kg/día)			5.12		6.24		6.4
ph	7.5	8.2	7.7	8.5	7.6	9.0	7.5
phs	7.005	6.44	6.66	6.135	6.595	5.98	6.58
índice de Langelier	+0.495	+1.76	+1.04	+2.365	+1.0	+3.02	+0.92
índice de Ryznar	7.01	4.68	5.62	3.77	5.59	2.96	5.66

- * A = antes de adisionar el ácido sulfúrico
 B = después de adisionar el ácido sulfúrico

El límite recomendable de sólidos totales en el agua de recirculación es de 4,500 ppm (como CaCO_3), ya que una concentración mayor incrementa la conductividad, causa corrosión galvanica y disminuye la efectividad de ciertos algicidas. Por lo tanto la torre de enfriamiento - trabajará a 3 ciclos de concentración, para lo cual se deberán suministrar diariamente 6.24 Kg de ácido.

Condiciones de flujo normal

$$\%B = \frac{\%E}{c-1} - \%W$$

$$\%D = \frac{1.98}{3-1} - 0.30$$

$$\%B = 0.69$$

$$W_{22} = \frac{W_2 \times \%B}{100}$$

$$W_{22} = \frac{121.75 \text{ m}^3/\text{hr} \times .69}{100}$$

$$W_{22} = 0.84 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_{22} = \frac{128.34 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.69}{100}$$

$$W_{22} = 0.88 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$T = 34^\circ\text{C}$$

CORRIENTE 23

Evaporación de agua de la torre de enfriamiento

Condiciones de flujo normal

$$W_{23} = \frac{W_2 \times \%E}{100}$$

$$W_{23} = \frac{121.75 \text{ m}^3/\text{hr} \times 1.98}{100}$$

$$W_{23} = 2.41 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_{23} = \frac{128.34 \text{ m}^3/\text{hr} \times 1.98}{100}$$

$$W_{23} = 2.54 \text{ m}^3/\text{hr}$$

CORRIENTE 24

Pérdidas de agua por efecto de arrastre

Condiciones de flujo normal

$$W_{24} = \frac{W_2 \times \%W}{100}$$

$$W_{24} = \frac{121.75 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.30}{100}$$

$$W_{24} = 0.36 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_{24} = \frac{128.34 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.30}{100}$$

$$W_{24} = 0.38 \text{ m}^3/\text{hr}$$

BASES DE DISEÑO

Servicio	Suministro de agua helada
Operación	Continua
Temperatura máxima del agua helada	1°C
Presión mínima de suministro del agua helada	4 Kg/cm ²
Calidad del agua helada	Desmineralizada parcialmente (dureza 2 ppm)
Flujos unitarios del agua helada	Los flujos unitarios de los equipos de proceso son calculados con datos de temperatura, presión y caída de presión proporcionados por el proveedor respectivo.
Consumos futuros	No se contemplan expansiones del servicio.
Energía eléctrica disponible	440-220 v/3 Ø/60 Hz

3.2. BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA DEL AGUA HELADA

CORRIENTE 1

Agua helada del banco de hielo a distribución general

$$W_1 = W_4 + W_5$$

$$W_1 = 60 \text{ m}^3/\text{hr} + 36 \text{ m}^3/\text{hr} = 96 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 1^\circ\text{C}$$

Estos consumos no son continuos por lo tanto se proporcionan con el banco de hielo.

Ver cálculo de las corrientes 4 y 5

CORRIENTE 2

Agua helada del enfriador a distribución general

$$W_2 = W_6 + W_7 + W_8 + W_9$$

$$W_2 = 60 \text{ m}^3/\text{hr} + 9.4 \text{ m}^3/\text{hr} + 32 \text{ m}^3/\text{hr} + 10.57 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$W_2 = 111.97 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 1^\circ\text{C}$$

Estos consumos son continuos, por lo tanto son proporcionados por el enfriador continuo.

Ver cálculo de las corrientes 6,7,8,9

CORRIENTE 3

Agua helada a distribución general

Condiciones de flujo normal

$$W_3 = W_2$$

$$W_3 = 111.97 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_3 = W_2 + W_1$$

$$W_3 = 111.97 \text{ m}^3/\text{hr} + 96 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$W_3 = 207.97 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 1 \text{ }^\circ\text{C}$$

CORRIENTE 4

Agua helada al enfriador de leche en pipas(01-04)

Por el lado de la leche:

Datos: Flujo= 30,000 lt/hr

$$T \text{ entrada} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rho = 1.03 \text{ Kg/lt}$$

$$T \text{ salida} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C_p = 0.971 \text{ Kcal/Kg }^\circ\text{C}$$

$$W \text{ leche} = 30,000 \text{ lt/hr} \times 1.03 \text{ Kg/lt} = 30,900 \text{ Kg/hr}$$

$$Q = 30,900 \text{ Kg/hr} \times 0.971 \text{ Kcal/Kg }^\circ\text{C} \times (5 - 20 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$Q = - 450,058 \text{ Kcal/hr}$$

Por el lado del agua:

$$T \text{ entrada} = 1 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T \text{ salida} = 8.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta P = 1.61 \text{ Kg/cm}^2$$

Q leche = Q agua

$$450\ 058\ \text{Kcal/hr} = W_4 (1\ \text{Kcal/Kg}^\circ\text{C}) (8.5 - 1)^\circ\text{C}$$

$$W_4 = \frac{450\ 058\ \text{Kcal/hr}}{1\ \text{Kcal/Kg}^\circ\text{C} (8.5 - 1)^\circ\text{C}}$$

60,000 Kg/hr agua helada

agua = 1 Kg/lt

$$W_4 = 60\ \text{m}^3/\text{hr}$$

Datos de temperatura, presión y caída de presión proporcionados por el proveedor.

CORRIENTE 5

Agua helada al enfriador de leche en botes (01-09)

For el lado de la leche:

Datos: Flujo = 12,000 lt/hr

T entrada = 30°C

T salida = 5°C

$$W\ \text{leche} = 12,000\ \text{lt/hr} \times 1.03\ \text{Kg/lt}$$

$$W\ \text{leche} = 12,360\ \text{Kg/hr}$$

$$Q = 12,360\ \text{Kg/hr} (0.971\ \text{Kcal/Kg}^\circ\text{C}) (30 - 5)^\circ\text{C}$$

$$Q = - 300,039\ \text{Kcal/hr}$$

Por el lado del agua:

Datos: T entrada = 1°C

$$P = 4\ \text{Kg/cm}^2$$

T salida = 9.33°C

$$\Delta P = 1.03\ \text{Kg/cm}^2$$

Q leche = Q agua

$$300,039\ \text{Kcal/Kg}^\circ\text{C} = W_5\ \text{Kg/hr} (1\ \text{Kcal/Kg}^\circ\text{C}) (9.33 - 1)^\circ\text{C}$$

$$W_5 = \frac{300,039 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}}{1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} (9.33 - 1^\circ\text{C})}$$

$$W_5 = 36,000 \text{ Kg/hr}$$

$$W_5 = 36 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Datos de temperatura, presión y caída de presión proporcionados por el proveedor.

CORRIENTE 6

Agua helada al pasteurizador (01-16). Consta de varias secciones pero solo en la última se utiliza agua helada.

Por el lado de la leche:

Datos: Flujo = 30,000 lt/hr

T entrada = 13°C

T salida = 5°C

$$W = 30,000 \text{ lt/hr} \times 1.03 \text{ Kg/lt} = 30,900 \text{ Kg/hr}$$

$$Q = 30,900 \text{ Kg/hr} (0.971 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}) (5 - 13^\circ\text{C})$$

$$Q = - 240,031 \text{ Kcal/hr}$$

Por el lado del agua:

Datos: T entrada = 1°C

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

T salida = 5°C

$$\Delta P = 1.36 \text{ Kg/cm}^2$$

$$Q \text{ leche} = Q \text{ agua}$$

$$240,031 \text{ Kcal/hr} = W_6 \text{ Kg/hr} (1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}) (5 - 1^\circ\text{C})$$

$$W_6 = \frac{240,031 \text{ Kcal/hr}}{1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} (5 - 1^\circ\text{C})}$$

$$W_6 = 60,000 \text{ Kg/hr}$$

$$W_6 = 60 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Datos de temperatura, presión y caída de presión proporcionados por el proveedor.

CORRIENTE 7

Agua helada al enfriador (01-36) en la adición de grasa.

Por el lado de la leche:

Datos: Flujo = 4,700 lt/hr

T entrada = 55°C

T salida = 7.1°C

ρ leche doble concentración = 1.18 Kg/lt

Cp leche doble concentración = 0.800 Kcal/Kg°C

$$W = 4,700 \text{ lt/hr} \times 1.18 \text{ Kg/lt} = 5,546 \text{ Kg/hr}$$

$$Q = 5,546 \text{ Kg/hr} (0.8 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}) (7.1 - 5.5^\circ\text{C})$$

$$Q = 221,522.7 \text{ Kcal/hr}$$

Por el lado del agua:

Datos: T entrada = 1°C

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

T salida = 23.6°C

$$\Delta P = 1.28 \text{ Kg/cm}^2$$

Cp = 1 Kcal/Kg°C

Q leche = Q agua

$$221,522.7 \text{ Kcal/hr} = W_7 \text{ Kg/hr} (1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}) (23.6 - 1^\circ\text{C})$$

$$W_7 = \frac{221,522.7 \text{ Kcal/hr}}{1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} (23.6 - 1^\circ\text{C})}$$

$$1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} (23.6 - 1^\circ\text{C})$$

$$W_7 = 9,400 \text{ Kg/hr}$$

$$W_7 = 9.4 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Datos de temperatura, presión y caída de presión proporcionados por el proveedor.

CONRIENTE 8

Agua helada al pasteurizador (02-10) en el proceso UHT, el pasteurizador consta de varias secciones pero solo - en una se usa agua helada.

Por el lado de la leche:

Datos: Flujo = 8,000 lt/hr

T entrada = 33°C

$\rho = 1.18 \text{ Kg/lt}$

T salida = 8°C

$C_p = 1.22 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$

$W = 8,000 \text{ lt/hr} \times 1.18 \text{ Kg/lt} = 9,440 \text{ Kg/hr}$

$Q = 9,440 \text{ Kg/hr} (1.22 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}) (8 - 33^\circ\text{C})$

$Q = - 287,920 \text{ Kcal/hr}$

Por el lado del agua:

Datos: T entrada = 1°C

$P = 4 \text{ Kg/cm}^2$

T salida = 10°C

$\Delta P = 1.17 \text{ Kg/cm}^2$

$Q \text{ leche} = Q \text{ agua}$

$287,920 \text{ Kcal/hr} = W_g (1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}) (10 - 1^\circ\text{C})$

$W_g = \frac{287,920 \text{ Kcal/hr}}{1 \text{ Kcal/hr} (10 - 1^\circ\text{C})}$

$W_g = 32,000 \text{ Kg/hr}$

$W_g = 32 \text{ m}^3/\text{hr}$

Datos de temperatura, presión y caída de presión proporcionados por el proveedor.

CORRIENTE 9

Agua helada al enfriador - calentador (04-14) del secador. Las temperaturas de operación de este equipo son: calentamiento de aire con vapor a 80°C , enfriamiento -- con agua helada a 11°C y calentamiento por condensados a 30°C .

Del lado del aire:

Datos: Flujo = 5,056 Kg/hr
 T entrada de aire = 80°C
 T salida de aire = 11°C
 Cp aire = 0.24 Kcal/Kg $^{\circ}\text{C}$

$$Q = 5,056 \text{ Kg/hr} (0.24 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C}) (11 - 80^{\circ}\text{C})$$

$$Q = - 83,727.3 \text{ Kcal/hr}$$

Por el lado del agua helada:

Datos: T entrada = 1°C P = 4 Kg/cm 2
 T salida = 9°C $\Delta P = 1.09 \text{ Kg/cm}^2$

$$Q \text{ aire} = Q \text{ agua}$$

$$W_g = \frac{83,727.3 \text{ Kcal/hr}}{1 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C} (9 - 1^{\circ}\text{C})}$$

$$W_g = 10,465 \text{ Kg/hr}$$

$$W_g = 10.465 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Datos de temperatura, presión y caída de presión propogcionados por el proveedor.

CORRIENTE 10

Retorno de agua helada del enfriador de leche en pipas
(01-04).

$$W_{10} = W_4$$

$$W_{10} = 60 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$\Delta P = 1.61 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - 1.61 \text{ Kg/cm}^2 = 2.39 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 8.5^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de la corriente 4

CORRIENTE 11

Retorno de agua helada del enfriador de leche en botes
(01-09).

$$W_{11} = W_5$$

$$W_{11} = 36 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$\Delta P = 1.03 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - 1.03 \text{ Kg/cm}^2 = 2.97 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 9.3^\circ\text{C}$$

Ver cálculos de corriente 5

CORRIENTE 12

Retorno de agua helada del pasteurizador (01-16) en el
área de pasteurización.

$$W_{12} = W_6$$

$$W_{12} = 60 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$\Delta P = 1.36 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - 1.36 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 2.64 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 5^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de la corriente 6

CORRIENTE 13

Retorno de agua helada del enfriador (01-36).

$$W_{13} = W_7$$

$$W_{13} = 9.4 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$\Delta P = 1.28 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - 1.28 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 2.72 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 23.6^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de la corriente 7

CORRIENTE 14

Retorno de agua helada del pasteurizador (02-10), del -
proceso UHT.

$$W_{14} = W_8$$

$$W_{14} = 32 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$\Delta P = 1.17 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - 1.17 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 2.83 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 10^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de la corriente 8

CORRIENTE 15

Retorno de agua helada del enfriador - calentador (04-14)
del secador.

$$W_{15} = W_9$$

$$W_{15} = 10.57 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$\Delta P = 1.09 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 - 1.09 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 2.91 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 8.9^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de la corriente 9

CORRIENTE 16

Retorno de agua helada al banco de hielo y enfriador --
continuo. Considerando que el mezclado se lleva a cabo
adiabáticamente.

Condiciones de flujo máximo

$$W_{16} = W_{10} + W_{11} + W_{12} + W_{13} + W_{14} + W_{15}$$

$$Q_{16} = Q_{10} + Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14} + Q_{15}$$

$$C_p = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} \quad \rho = 1 \text{ Kg/lt}$$

$$W_{16} = 60 \text{ m}^3/\text{hr} + 36 \text{ m}^3/\text{hr} + 60 \text{ m}^3/\text{hr} + 9.4 \text{ m}^3/\text{hr} + 32 \text{ m}^3/\text{hr} + 10.57 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$W_{16} = 207.970 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$W_{16} = 207,970 \text{ Kg/hr}$$

$$Q_{16} = 60,000 \text{ Kg/hr (1 Kcal/Kg}^\circ\text{C) (8.5}^\circ\text{C)} + 36,000 \text{ Kg/hr (1 Kcal/Kg}^\circ\text{C) (9.3}^\circ\text{C)} + 60,000 \text{ Kg/hr (1 Kcal/Kg}^\circ\text{C) (5}^\circ\text{C)} + 9,400 \text{ Kg/hr (1 Kcal/Kg}^\circ\text{C) (23.6}^\circ\text{C)} + 32,000 \text{ Kg/hr (1 Kcal/Kg}^\circ\text{C) (10}^\circ\text{C)} + 10,570 \text{ Kg/hr (1 Kcal/Kg}^\circ\text{C) (8.9}^\circ\text{C)}$$

$$Q_{16} = 1,780,713 \text{ Kcal/hr}$$

$$T_{16} = Q/W_{16}C_p = \frac{1,780,713 \text{ Kcal/hr}}{207,970 \text{ Kg/hr (1 Kcal/Kg}^\circ\text{C)}}$$

$$T_{16} = 8.56^\circ\text{C}$$

$$P = 1 \text{ Kg/cm}^2$$

El flujo normal se considera cuando no existe el flujo de retorno al banco de hielo.

$$W_{16} = W_2$$

$$W_{16} = 111.97 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 1 \text{ Kg/cm}^2$$

CORRIENTE 17

Retorno de agua helada al banco de hielo.

$$W_{17} = W_1$$

$$W_{17} = 96 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$T = 0.56^\circ\text{C}$$

$$P = 1 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

Ver cálculo de la corriente 1

CORRIENTE 18

Retorno de agua helada al enfriador de agua.

$$W_{18} = W_2$$

$$W_{18} = 111.97 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$T = 8.56^\circ\text{C}$$

$$P = 1 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

Ver cálculo de la corriente 2

CORRIENTE 19

Descarga de amoniaco gaseoso del compresor (es).

$$W = 1,036 \text{ Kg}/\text{hr}$$

$$T = 222^\circ\text{F} (105^\circ\text{C})$$

$$P = 11.67 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

Normalmente funcionarán 3 compresores para el enfriador y máximo 4 compresores cuando funcione el banco de hielo quedando uno como relevo.

Datos tomados del cálculo del compresor

CORRIENTE 20

Descarga de amoníaco líquido de condensador (es) evaporativo (s).

$$W = 1,036 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 166 \text{ Lb/pulg}^2 \text{ (11.67 Kg/cm}^2\text{)}$$

A esta presión la temperatura de condensación es 32.2°C por lo tanto:

$$T = 32.2^{\circ}\text{C}$$

Datos tomados del cálculo del compresor

CORRIENTE 21

Amoníaco líquido al banco de hielo de 83 toneladas de refrigeración.

Se tiene flujo de amoníaco Lb/min / Ton refrigeración = 0.423

$$P = 166 \text{ Lb/pulg}^2 \text{ (11.67 Kg/cm}^2\text{)}$$

$$T \text{ condensación} = 90^{\circ}\text{F (32.2}^{\circ}\text{C)}$$

$$T \text{ succión} = 15^{\circ}\text{F (-9.4}^{\circ}\text{C)}$$

$$0.423 \text{ (Lb/min)/Ton} \times 83 \text{ Ton} = 35.109 \text{ Lb/min}$$

$$35.109 \text{ Lb/min} \times 60 \text{ min/hr} \times 0.4536 \text{ Kg/Lb} = 955.5 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 11.67 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 32.2^{\circ}\text{C}$$

Datos tomados del cálculo del compresor

CORRIENTE 22

Amoniaco líquido al enfriador de 277 toneladas de refrigeración.

Se tiene flujo de amoniaco Lb/min / Ton refrigeración = 0.423

$P = 166 \text{ Lb/pulg} (11.67 \text{ Kg/cm}^2)$

$T \text{ condensación} = 90^\circ\text{F} (32.2^\circ\text{C})$

$T \text{ succión} = 15^\circ\text{F} (-9.4^\circ\text{C})$

$0.423 \text{ (Lb/min)/Ton} \times 277 \text{ Ton} = 117.171 \text{ Lb/min} \times 60 \text{ min/hr} \times$

$0.4536 \text{ Kg/Lb} = 3188.5 \text{ Kg/hr}$

$P = 11.67 \text{ Kg/cm}^2$

$T = 32.2^\circ\text{C}$

Datos tomados del cálculo del compresor

CORRIENTE 23

Retorno de amoniaco gaseoso del banco de hielo al compresor

$W_{23} = W_{21}$

$W_{23} = 955.5 \text{ Kg/hr}$

Se reduce la presión a 1.99 Kg/cm^2 (28.4 Lb/pulg^2) para tener una temperatura de -9.4°C que será la de succión del compresor (es).

Datos tomados del cálculo del compresor

CORRIENTE 24

Retorno de amoniaco gaseoso del enfriador continuo a --
los compresores.

$$W_{24} = W_{22}$$

$$W_{24} = 3188.5 \text{ Kg/hr}$$

Se reduce la presión a 1.99 Kg/cm^2 (28.4 Lb/pulg^2) para tener una temperatura de -9.4°C que será la de succión del compresor (es)

Datos tomados del cálculo del compresor

CORRIENTE 25

Retorno de amoniaco gaseoso del banco de hielo y enfriador continuo a los compresores.

El gasto normal será cuando opere el enfriador, por lo tanto:

$$W_{25} \text{ normal} = 3188.5 \text{ Kg/hr}$$

El gasto máximo se considera cuando opere además el banco de hielo

$$W_{25} \text{ máximo} = 3188.5 \text{ Kg/hr} + 955.5 \text{ Kg/hr} = 4144 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 1.99 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (} 28.4 \text{ Lb/pulg}^2 \text{)}$$

$$T = -9.4^\circ\text{C}$$

CORRIENTE 26

Alimentación de amoniaco gaseoso al compresor (es)

$$W_{26} = W_{19}$$

$$W_{26} = 1036 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 1.99 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (28.4 Lb/pulg}^2\text{)}$$

$$T = -9.4^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de la corriente 19

Datos tomados del cálculo del compresor

CORRIENTE 27

Suministro de agua de enfriamiento a los compresores

Flujo normal cuando funcionan 3 compresores, por lo tanto:

$$W_{27} \text{ normal} = 6.585 \text{ (m}^3\text{/hr / compresor)} \times 3 \text{ compresores}$$

$$W_{27} = 19.75 \text{ m}^3\text{/hr}$$

Flujo máximo cuando funcionan 4 compresores (1 para banco de hielo)

$$W_{27} \text{ máximo} = 6.585 \text{ (m}^3\text{/hr / compresor)} \times 4 \text{ compresores}$$

$$W_{27} = 26.34 \text{ m}^3\text{/hr}$$

$$T = 34^\circ\text{C}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

Datos tomados del cálculo del compresor (es) de amoníaco.

CORRIENTE 28

Alimentación de agua de enfriamiento al compresor (es)

$$W_{28} = 6.585 \text{ m}^3\text{/hr / compresor}$$

$$T = 34^\circ\text{C}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

Datos tomados del cálculo del compresor (es) de amoniaco.

CORRIENTE 29

Retorno de agua de enfriamiento del compresor (es).

$$W_{29} = W_{28}$$

$$W_{29} = 6.585 \text{ m}^3/\text{hr} / \text{compresor}$$

$$T = 40^\circ\text{C}$$

$$P = 3.2 \text{ Kg/cm}^2$$

Datos tomados del cálculo del compresor (es) de amoniaco

CORRIENTE 30

Retorno de agua de enfriamiento de los compresores.

$$W_{30} \text{ normal} = W_{27} \text{ normal}$$

$$W_{30} \text{ normal} = 19.75 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$W_{30} \text{ máximo} = W_{27} \text{ máximo}$$

$$W_{30} \text{ máximo} = 26.34 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$T = 40^\circ\text{C}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

Ver cálculo de la corriente 27

CORRIENTE 31

Suministro de agua desmineralizada a los condensadores

evaporativos, en operación normal funcionarían 3 condensadores evaporativos, por lo tanto:

$$W_{31} \text{ normal} = 0.83 \text{ (m}^3\text{/hr / condensador)} \times 3 \text{ condensadores}$$

$$W_{31} \text{ normal} = 2.49 \text{ m}^3\text{/hr}$$

El flujo máximo se presentará cuando funcione el cuarto condensador correspondiente al banco de hielo, por lo -

Tanto:

$$W_{31} \text{ máximo} = 0.83 \text{ (m}^3\text{/hr / condensador)} \times 4 \text{ condensadores}$$

$$W_{31} \text{ máximo} = 3.32 \text{ m}^3\text{/hr}$$

$$T = 25^{\circ}\text{C}$$

Datos tomados del cálculo del condensador (es) evaporativo (s).

CORRIENTE 32

Alimentación de agua desmineralizada al condensador (es) evaporativo (s).

$$W = 0.83 \text{ m}^3\text{/hr / condensador}$$

$$P = 1 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 25^{\circ}\text{C}$$

Datos tomados del cálculo del condensador evaporativo

CORRIENTE 33

Purga continua de agua desmineralizada del condensador

$$W_{33} = 0.83 \text{ m}^3\text{/hr / condensador}$$

$T = 30^{\circ}\text{C}$ menor que la temperatura de condensación de amoníaco (32.2°C)

$P = \text{Atmosférica}$

Datos tomados del cálculo del condensador evaporativo.

CORRIENTE 34

Purgas continuas de agua desmineralizada de los condensadores.

$W_{34} \text{ normal} = W_{31} \text{ normal}$

$W_{34} \text{ normal} = 2.49 \text{ m}^3/\text{hr}$

$W_{34} \text{ máximo} = W_{31} \text{ máximo}$

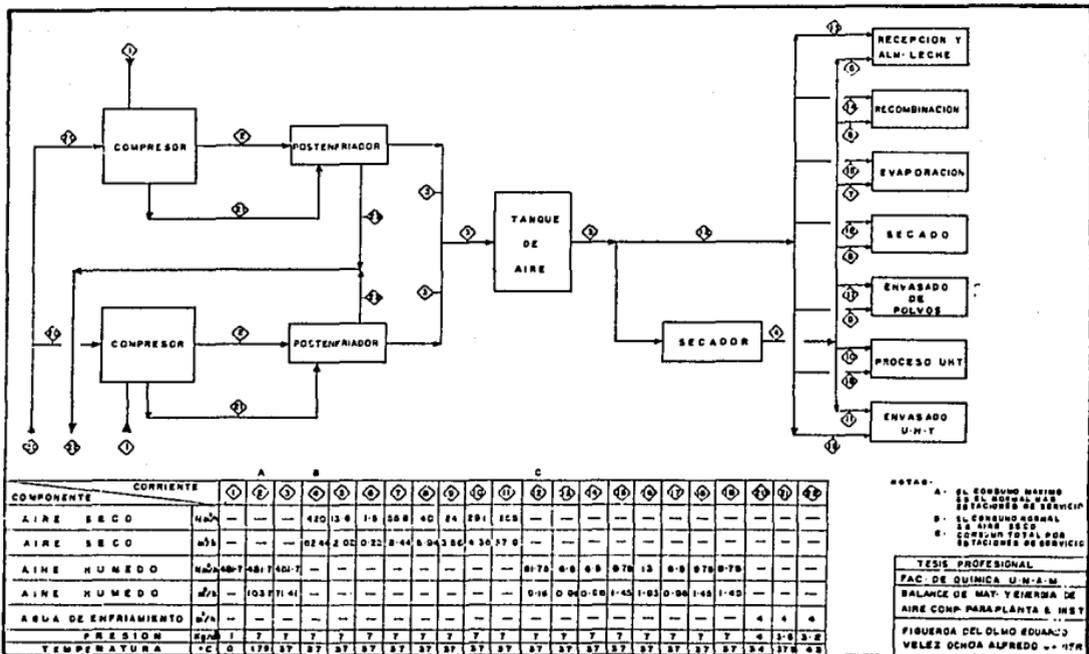
$W_{34} \text{ máximo} = 3.32 \text{ m}^3/\text{hr}$

$T = 30^{\circ}\text{C}$

$P = 0.896 \text{ Kg/cm}^2$

Ver cálculo de la corriente 31

Datos tomados del cálculo del condensador (es) evaporativo (s).



BASES DE DISEÑO

Servicio	Aire comprimido para planta e instrumentos.
Operación	Continua
Fresión de suministro	7 kg/cm ²
Fresión atmosférica de Delicias Chihuahua	0.896 kg/cm ²
Temperatura de bulbo seco	37°C
Humedad relativa	38%
Aire para instrumentos	Aire seco y libre de aceite
Aire para planta (estaciones de servicio)	Aire húmedo y libre de aceite
Aire seco	Punto de rocío de - 20°C a - 30°C a 7 kg/cm ²
Flujos unitarios del aire comprimido	Los flujos unitarios de los instrumentos de los equipos de proceso son suministrados por el proveedor respectivo.
Consumos futuros	No se contemplan expansiones del servicio.
Energía eléctrica disponible	440-220 v/3 ϕ /60 Hz

3.3. BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA DEL AIRE PARA PLANTA E INSTRUMENTOS

CORRIENTE 1

Aire succionado por el compresor

A condiciones de P y T normales

$$W_1 = W_4 + W_{12}$$

$$W_1 = 420 \text{ m}^3\text{N/hr} + 61.75 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

$$W_1 = 481.75 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

A condiciones de P y T de Delicias Chihuahua

$$W_1 = 610.5 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 0.896 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 37 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (temperatura de b\u00falbo seco de dise\u00f1o)}$$

CORRIENTE 2

Aire a las condiciones de descarga del compresor

A condiciones normales

$$W_2 = W_1$$

$$W_2 = 481.75 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

Acondiciones de descarga del compresor

$$W_2 = 103.2 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 7 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 175 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ver c\u00e1lculo del compresor de aire

CORRIENTE 3

Aire a las condiciones de descarga del postenfriador

A condiciones normales

$$W_3 = W_2$$

$$W_3 = 481.75 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

Acondiciones de descarga del postenfriador

$$W_3 = 71.41 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 7 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ver cálculo del compresor de aire

CORRIENTE 4

Línea de distribución de aire seco para instrumentos

A condiciones normales

$$W_4 = W_5 + W_6 + W_7 + W_8 + W_9 + W_{10} + W_{11}$$

$$W_4 = 13.6 \text{ m}^3\text{N/hr} + 1.5 \text{ m}^3\text{N/hr} + 56.8 \text{ m}^3\text{N/hr} + 40 \text{ m}^3\text{N/hr} + \\ 24 \text{ m}^3\text{N/hr} + 29.1 \text{ m}^3\text{N/hr} + 255 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

$$W_4 = 420 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

A condiciones de distribución del aire

$$W_4 = 62.44 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 7 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de las corrientes 5,6,7,8,9,10 y 11

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

CORRIENTE 5

Aire para instrumentos en el área de recepción y almacenamiento de leche

A condiciones normales

$$W_5 = 13.6 \text{ m}^3/\text{hr}$$

A condiciones de uso

$$W_5 = 2.02 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 7 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

Datos de consumo y presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 6

Aire para instrumentos en el área de recombinación

A condiciones normales

$$W_6 = 1.5 \text{ m}^3/\text{hr}$$

A condiciones de uso

$$W_6 = 0.22 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 7 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

Datos de consumo y presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 7

Aire para instrumentos en el área de evaporación

A condiciones normales

$$W_7 = 56.8 \text{ m}^3/\text{hr}$$

A condiciones de uso

$$W_7 = 8.44 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 7 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$T = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

Datos de consumo y presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 8

Aire para instrumentos en el área de secado de leche

A condiciones normales

$$W_8 = 40 \text{ m}^3/\text{hr}$$

A condiciones de uso

$$W_8 = 5.94 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 7 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$T = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

Datos de consumo y presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 9

Aire seco para máquinas envasadoras (dos máquinas)

A condiciones normales

$$W_0 = 12 \text{ m}^3\text{N/hr máquina} \times 2 \text{ máquinas}$$

$$W_0 = 24 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

A condiciones de uso

$$W_0 = 3.56 \text{ m}^3\text{/hr}$$

$$P = 7 \text{ kg/cm}^2$$

$$T = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

Datos de consumo y presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 10

Aire seco para instrumentos en el proceso U.H.T.

A condiciones normales

Ecuación utilizada para corregir los datos a condiciones normales:

$$V_1 = \frac{P_2 V_2 T_1}{T_2 P_1}$$

Sustituyendo los valores correspondientes

$$V_1 = \frac{P_2(\text{atm}) \times V_2(\text{m}^3\text{/hr}) \times 273 \text{ }^\circ\text{K}}{310 \text{ }^\circ\text{K} \times 1 \text{ atm}}$$

$$V_1 = P_2 \times V_2 \times 0.8806$$

Equipo	Consumo aire(m ³ /hr)	Presión (Kg/cm ²)	Volumen corregido(m ³ N/hr)
mezclador de polvos	0.05	2	0.123
steritherm	3.0	7	20.18
tanque aséptico	65.0	tiene su compresor	
instrumentos	1.5	6	8.815
total	4.55		29.118

$$W_{10} = 29.118 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

$$W_{10} = 4.36 \text{ m}^3\text{/hr (a } 7 \text{ Kg/cm}^2 \text{ y } 37 \text{ }^\circ\text{C)}$$

Datos de consumo y presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 11

Aire seco para el envasado de leche U.H.T

Consumo de envasadoras tetra brik (a condiciones normales)

$$30 \text{ m}^3\text{/hr máquina x 5 máquinas} = 150 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

Consumo de envasadoras tetra tray (a condiciones normales)

$$12 \text{ m}^3\text{/hr máquina x 5 máquinas} = 60 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

Consumo en máquinas de película retractil (a condiciones normales)

$$15 \text{ m}^3\text{/hr máquina x 3 máquinas} = 45 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

$$W_{11} = 150 \text{ m}^3\text{N/hr} + 60 \text{ m}^3\text{N/hr} + 45 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

$$W_{11} = 255 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

$$P = 6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$W_{11} = 37.9 \text{ m}^3\text{/hr (a } 7 \text{ Kg/cm}^2 \text{ y } 37^\circ\text{C)}$$

Datos de consumo y presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 12

Línea de distribución de aire húmedo para estaciones de servicio.

A condiciones normales

$$W_{12} = W_{13} + W_{14} + W_{15} + W_{16} + W_{17} + W_{18} + W_{19}$$

$$W_{12} = 6.5 \text{ m}^3\text{N/hr} + 6.5 \text{ m}^3\text{N/hr} + 9.75 \text{ m}^3\text{N/hr} + 13 \text{ m}^3\text{N/hr} + \\ 6.5 \text{ m}^3\text{N/hr} + 9.75 \text{ m}^3\text{N/hr} + 9.75 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

$$W_{12} = 61.75 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

A condiciones de uso

$$W_{12} = 9.16 \text{ m}^3\text{/hr}$$

$$P = 7 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 37^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de las corrientes 13,14,16,17,18 y 19

CORRIENTE 13

Aire húmedo para las estaciones de servicio

Para una estación de servicio se considera un consumo de
 $4.26 \text{ m}^3/\text{hr}$ (a $0.896 \text{ Kg}/\text{cm}^2$ y $37 \text{ }^\circ\text{C}$).

A condiciones normales

$3.25 \text{ m}^3/\text{hr}$ estación de servicio

Se tienen dos estaciones de servicio

$W_{13} = 3.25 \text{ m}^3/\text{hr}$ estación de servicio x 2 estaciones de serv.

$W_{13} = 6.5 \text{ m}^3/\text{hr}$

$W_{13} = 0.966 \text{ m}^3/\text{hr}$ (a $7 \text{ Kg}/\text{cm}^2$ y $37 \text{ }^\circ\text{C}$)

Dato de consumo tomado de la bibliografía 17.

CORRIENTE 14

Aire húmedo para estaciones de servicio en el área de recombinación.

Se tienen 2 estaciones de servicio

A condiciones normales

$W_{14} = 6.5 \text{ m}^3/\text{hr}$

$W_{14} = 0.966 \text{ m}^3/\text{hr}$ (a $7 \text{ Kg}/\text{cm}^2$ y $37 \text{ }^\circ\text{C}$)

CORRIENTE 15

Aire húmedo para estaciones de servicio en el área de evaporación.

Se tienen 3 estaciones de servicio

A condiciones normales

$$W_{15} = 3.25 \text{ m}^3\text{N/hr estación} \times 3 \text{ estaciones}$$

$$W_{15} = 9.75 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

$$W_{15} = 1.45 \text{ m}^3\text{/hr (a } 7 \text{ Kg/cm}^2 \text{ y } 37 \text{ }^\circ\text{C)}$$

CORRIENTE 16

Aire húmedo para estaciones de servicio en el área de secado.

Se tienen 4 estaciones de servicio

A condiciones normales

$$W_{16} = 3.25 \text{ m}^3\text{N/hr estación} \times 4 \text{ estaciones}$$

$$W_{16} = 13 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

$$W_{16} = 1.93 \text{ m}^3\text{/hr (a } 7 \text{ Kg/cm}^2 \text{ y } 37 \text{ }^\circ\text{C)}$$

CORRIENTE 17

Aire húmedo para estaciones de servicio en el envasado de polvos.

Se tienen 2 estaciones de servicio

A condiciones normales

$$W_{17} = 6.5 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

$$W_{17} = 0.966 \text{ m}^3\text{/hr (a } 7 \text{ Kg/cm}^2 \text{ y } 37 \text{ }^\circ\text{C)}$$

CORRIENTE 18

Aire húmedo para estaciones de servicio en el proceso U.H.T.

Se tienen 3 estaciones de servicio

A condiciones normales

$$W_{18} = 3.25 \text{ m}^3\text{N/hr estación} \times 3 \text{ estaciones}$$

$$W_{18} = 9.75 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

$$W_{16} = 1.45 \text{ m}^3\text{/hr (a } 7 \text{ Kg/cm}^2 \text{ y } 37 \text{ }^\circ\text{C)}$$

CORRIENTE 19

Aire húmedo para estaciones de servicio en el envasado de leche del proceso U.H.T.

Se tienen 3 estaciones de servicio

A condiciones normales

$$W_{19} = 3.25 \text{ m}^3\text{N/hr estación} \times 3 \text{ estaciones}$$

$$W_{19} = 9.75 \text{ m}^3\text{N/hr}$$

$$W_{19} = 1.45 \text{ m}^3\text{/hr (a } 7 \text{ Kg/cm}^2 \text{ y } 37 \text{ }^\circ\text{C)}$$

CORRIENTE 20

Agua de enfriamiento para el compresor y postenfriador de aire.

$$W_{20} = 4 \text{ m}^3\text{/hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 34 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ver cálculo del compresor y equipo auxiliar.

CORRIENTE 21

Agua de enfriamiento para el postenfriador de aire.

$$W_{21} = 4 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 3.6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 37.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ver cálculo del compresor y equipo auxiliar.

CORRIENTE 22

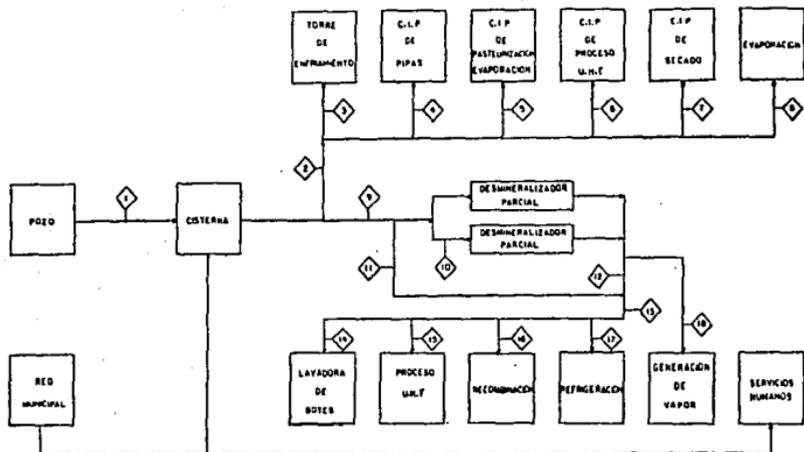
Retorno del agua de enfriamiento del compresor y postenfriador.

$$W_{22} = 4 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 3.2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 43 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ver cálculo del compresor y equipo auxiliar.



NOTAS
 1. EN LAS CORRIENTES 1 Y 9 AL FLUJO HAY QUE SE SUMARIZAN QUE CORRESPONDE AL FLUJO PARA ENRIQUE DEL DESMINERALIZADOR QUE ESTE REGENERACION.

CONCEPTO		CORRIENTE																	
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
AGUA	m ³ /H	23.45	8.81	3.61	—	—	—	2.0	64.60	201	375	—	—	—	—	—	—	—	—
CIQUA	MAGN	40.24	53.8	3.80	20.0	+3.0	37.0	8.0	3.0	6170	7574	1.85	—	—	—	—	—	—	—
AGUA	MAGN	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
DESMINERALIZADA	MAGN	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
TEMPERATURA	°C	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
PRESION	Kg/cm ²	1.5	1.5	1.5	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	3.5	3.5	3.7	3.2	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	2.0

TESIS PROFESIONAL
 FAC. DE QUIMICA U.N.A.M.
 BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA DEL AGUA TRATADA
 FIGUEROA DEL OLMO EDUARDO
 VELEZ GONZA ALFREDO JAVIER

BASES DE DISEÑO

Servicio	Suministro de agua tratada
Operación	Continua
Presión mínima de suministro del agua	2 Kg/cm ²
Temperatura del agua	25°C
Procedencia del agua	Pozo
Calidad del agua cruda	Ver análisis en el apéndice No. 7
Calidad del agua tratada	Agua desmineralizada parcialmente, contenido máximo de dureza 2 ppm, libre de gérmenes, sin contenido de sólidos suspendidos y ph de 6 a 8.
Flujos unitarios del agua tratada	Los flujos unitarios de los equipos de proceso -- son suministrados por el proveedor respectivo.
Consumos futuros	No se contemplan expansiones en el servicio.
Energía eléctrica	440-220 v/3 Ø/60 Hz

3.4. BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA DEL AGUA TRATADA

CORRIENTE 1 Alimentación de agua cruda de pozo a cisterna.

Condición de flujo normal

$$W_1 = W_2 + W_9$$

$$W_1 = 8.61 + 64.82$$

$$W_1 = 73.43 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Condición de flujo máximo

$$W_1 = 93.8 + 67.44$$

$$W_1 = 161.24 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$T = 25^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de corrientes 2 y 3

CORRIENTE 2 Alimentación de agua cruda de la cisterna a distribución general.

Condición de flujo normal

$$W_2 = W_3 + W_8$$

$$W_2 = 3.61 + 5$$

$$W_2 = 8.61 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Condición de flujo máximo

$$W_2 = W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7 + W_8$$

$$W_2 = 3.80 + 20 + 45 + 12 + 8 + 5$$

$$W_2 = 93.8 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 1.5 \text{ Kg/cm}^2 \text{ mínima}$$

$$T = 25^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de corrientes 3,4,5,6,7,8

CORRIENTE 3 Agua cruda para repuesto a la torre de enfriamiento.

Ver cálculo en el balance de agua de enfriamiento

$$\text{Normal } W_3 = 3.65 \text{ m}^3/\text{hr} \quad \text{Máximo } W_3 = 3.97 \text{ m}^3/\text{hr}$$

CORRIENTE 4 Agua cruda a limpieza (C.I.P.) de pipas en recepción de leche.

$$W_4 = 20 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 1.5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 25^\circ\text{C}$$

No opera normalmente

Dato de consumo proporcionado por el proveedor

CORRIENTE 5 Agua cruda a limpieza (C.I.P) de pasteurización- evaporación.

$$W_5 = W_{\text{C.I.P. 1}} + W_{\text{C.I.P. 2}}$$

$$W_5 = 15 + 30$$

$$W_5 = 45 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 1 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 25^\circ\text{C}$$

No opera normalmente

Datos de consumo proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 6 Agua cruda a limpieza (C.I.P.) de
proceso U.H.T.

$$W_6 = 12 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 1 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 25^\circ\text{C}$$

No opera normalmente

Dato de consumo proporcionado por el proveedor

CORRIENTE 7 Agua cruda a limpieza (C.I.P.) del
área de secado.

$$W_7 = 8.0 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 1 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 25^\circ\text{C}$$

No opera normalmente

Dato de consumo proporcionado por el proveedor

CORRIENTE 8 Agua cruda al área de evaporación
en donde se usa para sellos de bombas.

$W_8 = W_{\text{Tanque de sellos (03-25)* 2 tanques}}$

$W_8 = 2.5 \text{ m}^3/\text{hr tanque} \times 2 \text{ tanques}$

$W_8 = 5 \text{ m}^3/\text{hr}$

$P = 1 \text{ Kg}/\text{cm}^2$

$T = 25^\circ\text{C}$

Opera normalmente

Dato de consumo proporcionado por el proveedor

CORRIENTE 9 Agua cruda a los desmineralizadores y mezcla de agua cruda con agua desmineralizada.

Condición de flujo normal

$W_9 = W_{10} + W_{11}$

$W_9 = 57.07 + 7.75$

$W_9 = 64.82 \text{ m}^3/\text{hr}$

Condiciones de flujo máximo

$W_9 = 59.59 + 7.85$

$W_9 = 67.44 \text{ m}^3/\text{hr}$

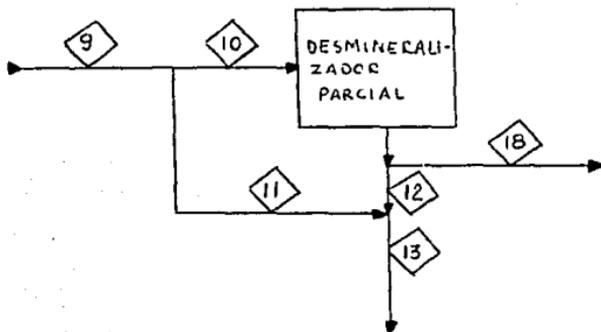
$P = 3.5 \text{ Kg}/\text{cm}^2$

$T = 25^\circ\text{C}$

Ver cálculo de las corrientes 10 y 11

CORRIENTE 10, 11, 12

Se efectuara una mezcla de agua cruda 11 y agua desmineralizada para disminuir la capacidad del desmineralizador y obtener la calidad requerida de dureza en el agua de proceso. (máximo 60 ppm de dureza total).



Dureza del agua cruda = 480 ppm como CaCO_3 en 9,10,11

Dureza del agua desmineralizada = 2 ppm como CaCO_3 en 12,18

Dureza resultante requerida = 60 ppm como CaCO_3 en 13

La dureza del agua de proceso es requisito del proveedor del equipo.

Haciendo el balance de dureza se obtiene

Dureza agua proceso = (dureza agua cruda) * X + dureza agua desm. * (1 - X)

X = Proporción de agua cruda en la mezcla

$$60 \text{ ppm} = (480 \text{ ppm}) * X + 2 \text{ ppm} * (1 - X)$$

$$X = \frac{58}{478} = 0.121 \text{ (proporción de agua cruda en la mezcla)}$$

$$(1 - X) = 1 - 0.121 = 0.879 \text{ (proporción de agua desmineralizada en la mezcla)}$$

Condiciones de flujo normal

$$W_{13} = 64.09 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$\text{Agua cruda en la mezcla} = 64.09 \times 0.121 = 7.75 \text{ m}^3/\text{hr} \text{ corriente 11.}$$

$$\text{Agua desmineralizada en la mezcla} = 64.09 \times 0.879 = 56.33 \text{ m}^3/\text{hr} \text{ corriente 12.}$$

$$\text{Agua cruda alimentada al desmineralizador} = W_{12} + W_{18} = W_{10}$$

$$W_{10} = 56.33 + 0.74$$

$$W_{10} = 57.07 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 3.5 \text{ kg/cm}^2$$

$$T = 25^\circ\text{C}$$

W₁₀ Opera solo un desmineralizador

Condiciones de flujo máximo

$$W_{13} = 64.92 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$W_{11} = 64.92 \times 0.121 = 7.85 \text{ m}^3/\text{hr} \quad T = 25^\circ\text{C} \quad P = 3.2 \text{ kg/cm}^2$$

$$W_{12} = 64.92 \times 0.879 = 57.06 \text{ m}^3/\text{hr} \quad T = 25^\circ\text{C} \quad P = 3.2 \text{ kg/cm}^2$$

$$W_{10} = 57.06 + 7.85 = 59.59 \text{ m}^3/\text{hr} \quad T = 25^\circ\text{C} \quad P = 3.5 \text{ kg/cm}^2$$

W₁₀ Opera solo un desmineralizador parcial

CORRIENTE 13 Agua desmineralizada a distribución general.

$$W_{13} = W_{14} + W_{15} + W_{16} + W_{17}$$

Condiciones de flujo normal

$$W_{13} = 1.6 + 30 + 30 + 2.49 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$W_{13} = 64.09 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 1.5 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$T = 25^\circ\text{C}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_{13} = 1.6 + 30 + 30 + 3.32 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$W_{13} = 64.92 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 1.5 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$T = 25^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de corrientes 14,15,16,17

CORRIENTE 14 Agua desmineralizada a lavadora de botes, se requiere agua desmineralizada por el uso de detergente en la limpieza.

$$W_{14} = 1.6 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 1.5 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$T = 25^\circ\text{C}$$

Dato de consumo proporcionado por el proveedor.

CORRIENTE 15 Agua desmineralizada a proceso -
U.H.T.

Se utilizará en la recombinación de leche en polvo en -
los tanques 02-03 y 02-04.

$$W_{15} = 30 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 1.5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 25^\circ\text{C}$$

Dato de consumo proporcionado por el proveedor

CORRIENTE 16 Agua desmineralizada a recombina-
ción.

Se utilizará en la recombinación de leche en polvo en -
los tanques 01-18, 01-19, 01-20, 01-21, 01-22.

$$W_{16} = 30 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 1.5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 25^\circ\text{C}$$

Dato de consumo proporcionado por el proveedor

CORRIENTE 17 Agua desmineralizada a refrige-
ración.

$$\text{Normal } W_{17} = 2.49 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$\text{Máximo } W_{17} = 3.32 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$P = 1.5 \text{ Kg/cm}^2$$

T= 25°C

Datos tomados del balance de agua helada

CORRIENTE 18 Agua desmineralizada a generación
de vapor.

Normal $W_{18} = 0.74 \text{ m}^3/\text{hr}$

Máximo $W_{18} = 2.53 \text{ m}^3/\text{hr}$

P= 2 Kg/cm²

T= 25°C

Datos tomados del balance de vapor y condensados

Justificación del uso del desmineralizador
parcial.

Las características del agua para el proceso son las si-
guientes:

Dureza total como CaCO ₃	máxima 60 ppm
Calcio como Ca	máxima 40 ppm
Magnesio como Mg	máximo 40 ppm
Arsenico como As	máximo 0.05 ppm
Plomo como Pb	máximo 0.1 ppm
Total de bacterias	máximo 100 gérmenes/l
Total de bacterias coliformes	0/100 ml

Los límites para la concentración del agua dentro de la caldera, aprobados por la AMERICAN BOILER AND AFFILIATED INDUSTRIES son:

Presión del Vapor de agua (Kg/cm ²)	Sólidos Totales (ppm como CaCO ₃)	Alcalinidad Total (ppm como CaCO ₃)	Sólidos suspendidos (ppm)	Silice (ppm como SiO ₂)	Dureza Total (ppm como CaCO ₃)
0-21	3,500	700	300	125	0

El análisis del agua cruda se encuentra en el apéndice No. 7.

Analizando las características del agua para el proceso, el agua para alimentación de las calderas y el análisis del agua cruda, se observa que el agua cruda cumple con las características biológicas para alimentarse al proceso.

El único problema que presenta el agua cruda es el alto contenido de dureza total (450 ppm como CaCO₃)

Por lo tanto es necesario eliminar la dureza del agua cruda para que se pueda alimentar a la caldera y al proceso. La remoción de la dureza se lleva a cabo en el desmineralizador parcial (comúnmente llamado suavizador porque sólo elimina la dureza), mediante el intercambio de los iones calcio y magnesio por sodio, el cual no causa problemas.

BASES DE DISEÑO

Servicio	Suministro de vapor de agua para calentamiento
Operación	Continua
Presión de suministro	17 kg/cm ²
Temperatura	206°C
Condición	Saturado, con un contenido máximo de humedad de 0.5%.
Combustibles	Gas natural y combustóleo
Temperatura del agua de alimentación	100°C
Calidad del agua de alimentación	Agua desmineralizada parcialmente (dureza 2 ppm) y desaerada (0.005 cc/lit de oxígeno y 0 de CO ₂).
Flujos unitarios de vapor	Los flujos unitarios de los equipos de proceso son suministrados por el proveedor respectivo.
Condensados	Los condensados limpios serán retornados a la caldera.
Consumos futuros	No se contemplan expansiones en el servicio.
Energía eléctrica disponible	440-220 v/3 Ø/60 Hz

3.5. BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA DEL VAPOR Y CONDENSADOS

CORRIENTE 1

Alimentación de agua a la caldera

$$W_1 = W_2 + W_3$$

Condiciones de flujo normal

$$W_1 = 10,977 \text{ Kg/hr} + 325.3 \text{ Kg/hr}$$

$$W_1 = 11302.3 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 19.1 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 100^\circ\text{C}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_1 = 14,965 \text{ Kg/hr} + 1111.4 \text{ Kg/hr}$$

$$W = 16076.4 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 19.1 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T = 100^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de corrientes 56,57. y de las bombas de alimentación de agua.

CORRIENTE 2

Línea principal de distribución de vapor saturado

$$W_2 = W_5 + W_6$$

Condiciones de flujo normal

$$W_2 = 4,010 \text{ Kg/hr} + 6,967 \text{ Kg/hr}$$

$$W_2 = 10,977 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 13 \text{ Kg/cm}^2 \times 1.3 = 17 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 206^\circ\text{C} \text{ (corresponde a la temperatura del vapor saturado)}$$

La presión máxima que se requiere en el proceso es de -
13 Kg/cm^2 , se da un sobrediseño de 30%, para compensar
la caída de presión en tuberías, válvulas y accesorios.

Condiciones de flujo máximo

$$W_2 = 7,194 \text{ Kg/hr} + 7,771 \text{ Kg/hr}$$

$$W_2 = 14,965 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 17 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 206^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de corrientes 5 y 6

CORRIENTE 3

Purga continua de la caldera

Condiciones de flujo normal

$$W_3 = 325.3 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 17 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 206^\circ\text{C}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_3 = 1111.4 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 17 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 206^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de corrientes 56,57

$$W_5 = 7,194 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 8 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 175^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de las corrientes 7,11,15,12,21,22,23,24,25,26

CORRIENTE 6

Línea de distribución de vapor de 13 Kg/cm^2 a el área de evaporación y secado.

Condiciones de flujo normal

$$W_6 = W_{27} + W_{28}$$

$$W_6 = 2,750 \text{ Kg/hr} + 4,217 \text{ Kg/hr}$$

$$W_6 = 6,967 \text{ Kg/hr}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_6 = W_{27} + W_{28} + W_{29}$$

$$W_6 = 2,750 \text{ Kg/hr} + 4,217 \text{ Kg/hr} + 804 \text{ Kg/hr}$$

$$W_6 = 7,771 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 13 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 194^\circ\text{C}$$

Las condiciones de P,T y el flujo de las corrientes 27, 28,29 las proporciona el proveedor de los equipos.

CORRIENTE 7

Línea de distribución de vapor 3 Kg/cm^2 a el área de pasteurización.

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_7 = W_8 + W_9 + W_{10}$$

$$W_7 = 480 \text{ Kg/hr} + 430 \text{ Kg/hr} + 150 \text{ Kg/hr}$$

$$W_7 = 1,060 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 3 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 143^\circ\text{C}$$

Las condiciones de P,T y el flujo de las corrientes 8,9 y 10 las proporciona el proveedor de los equipos.

CORRIENTES 8,9,10,11,13,14,16,17,18,19,20,21,
22,23,24,25,26,27,28,29

Las condiciones de Presión, Temperatura, caída de presión en el equipo y el flujo son proporcionadas por los proveedores de los equipos.

DATOS PROPORCIONADOS POR EL PROVEEDOR

CORRIENTE	EQUIPO	FLUJO Kg/hr	PRESION Kg/cm ² (man)	Δ P EQUIPO	TEMPERATURA °C
20	Calentador de Lecitina	220	6	1.5	164
21	Pasteurizador de Leche (02-10)	202	3	0.5	143
22	Esterilizador de Leche (02-24)	300	6		164
23	Homogenizador de Leche (02-25)	25	6		164
24	Calentador de C.I.P. (02-35)	524	3	0.5	143
25	Tanque Aséptico (02-30)	1,010	3		143
26	Envasadoras de Leche	25/envasadora 5 envasadoras W Total= 125	3		143
27	Distribuidor de Vapor (03-26)	2,750	10		183
28	Calentador Principal de Aire (04-08)	4,217	13	4	194
29	C.I.P. del área de secado	804	13	1	194

DATOS PROPORCIONADOS POR EL PROVEEDOR

CORRIENTE	EQUIPO	FLUJO Kg/hr	PRESION Kg/cm ² (man)	Δ P EQUIPO	TEMPERATURA °C
8	Pasteurizador (01-16)	480	3	0.5	143
9	Calentador de Leche (01-29)	430	3	0.5	143
10	inyector de Vapor (01-33)	150	3	0.5	143
11	C.I.P. del área de Pasteurización y Evaporación	1,500	5	1	158
13	Lavadora de Botes (01-02)	200	4		151
14	C.I.P. de Pipas	1,200	4		151
16	Pre calentador de Leche (04-01)	230	6	1.5	164
17	Calentador de Aire (04-10)	372	6	1.5	164
18	Calentador de Aire (04-12)	110	6	1.5	164
19	Calentador-Enfriador del Vibrofluidizador (04-14)	116	6	1.5	164

CORRIENTE 12

Vapor para la lavadora de botes y C.I.F. de pipas.

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_{12} = W_{13} + W_{14}$$

$$W_{12} = 200 \text{ Kg/hr} + 1,200 \text{ Kg/hr}$$

$$W_{12} = 1,400 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 151^\circ\text{C}$$

CORRIENTE 15

Línea de distribución de vapor para el área de secado.

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_{15} = W_{16} + W_{17} + W_{18} + W_{19} + W_{20}$$

$$W_{15} = 230\text{Kg/hr} + 372\text{Kg/hr} + 110\text{Kg/hr} + 116\text{Kg/hr} + 220\text{Kg/hr}$$

$$W_{15} = 1,048 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 6 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 164^\circ\text{C}$$

CORRIENTE 30

Retorno de condensados de alta presión al desaereador.

Condiciones de flujo normal

$$W_{30} = W_{34} + W_{35}$$

$$W_{30} = 3,970 \text{ Kg/hr} + 4,217 \text{ Kg/hr}$$

$$W_{30} = 8,187 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 8.5 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 176^\circ\text{C}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_{30} = W_{34} + W_{35} + W_{36}$$

$$W_{30} = 3,970 \text{ Kg/hr} + 4,217 \text{ Kg/hr} + 804 \text{ Kg/hr}$$

$$W_{30} = 8,991 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 8.5 \text{ Kg/hr (manométrica)}$$

$$T = 176^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de las corrientes 34,35,36

CORRIENTE 31

Retorno de condensados de media y baja presión, al des-
ereador.

$$W_{31} = W_{32} + W_{33}$$

Condiciones de flujo normal

$$W_{31} = 1,262 \text{ Kg/hr} + 1,048 \text{ Kg/hr}$$

$$W_{31} = 2,310 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 2.5 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 138^\circ\text{C}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_{31} = 1,786 \text{ Kg/hr} + 2,548 \text{ Kg/hr}$$

$$W_{31} = 4,334 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 2.5 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 138^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de las corrientes 32,33

CORRIENTE 32

Retorno de condensados de baja presión.

Condiciones de flujo normal

$$W_{32} = W_{37} + W_{48}$$

$$W_{32} = 1,060 \text{ Kg/hr} + 202 \text{ Kg/hr}$$

$$W_{32} = 1,262 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 2.5 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 138^\circ\text{C}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_{32} = W_{37} + W_{48}$$

$$W_{32} = 1,060 \text{ Kg/hr} + 726 \text{ Kg/hr}$$

$$W_{32} = 1,786 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 2.5 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 138^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de corrientes 37 y 48

CORRIENTE 33

Retorno de condensados de media presión.

Condiciones de flujo normal

$$W_{33} = W_{47}$$

$$W_{33} = 1,048 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 151^\circ\text{C}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_{33} = W_{47} + W_{41}$$

$$W_{33} = 1,048 \text{ Kg/hr} + 1,500 \text{ Kg/hr}$$

$$W_{33} = 2,548 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 4 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 151^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de corrientes 47 y 41

CORRIENTE 34

Retorno de condensados del primer efecto de el área de evaporación.

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_{34} = 3,970 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 8.5 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 176^\circ\text{C}$$

El flujo y presión son proporcionados por el proveedor del sistema de evaporación.

CORRIENTES 35,36,38,39,40,41,42,43,44,45,46,

49,50,51,52,53

Durante la transferencia de calor en los equipos el vapor solamente cede el calor latente de condensación.

CORRIENTE	EQUIPO	FLUJO Kg/hr	PRESION Kg/cm ² (man)	TEMPERATURA °C
35	Calentador de Aire (04-08)	4,217	9	178
36	C.I.P. del área de Secado	804	12	191
38	Pasteurizador (01-16)	480	2.5	138
39	Calentador de Leche (01-29)	430	2.5	138
40	Calentador de Grasa (01-33)	150	2.5	138
41	C.I.P. de las áreas de Evaporización y Pasteurización	1,500	4	151
42	Pre calentador de Leche (04-01)	230	4.5	155
43	Calentador de Aire (04-10)	372	4.5	155
44	Calentador de Aire (04-12)	110	4.5	155
45	Calentador-Enfriador de Aire	116	4.5	155

CORRIENTE	EQUIPO	FLUJO Kg/hr	PRESION Kg/cm ² (man)	TEMPERATURA °C
46	Calentador de Lecitina	220	4.5	155
49	Pasteurizador de Leche (02-10)	202	2.5	138
50	Homogenizador de Leche	25*		
51	Calentador de C.I.P. (02-35)	524	2.5	138
52	Tanque Aséptico (02-30)	1,010*		
53	Invasadoras de Leche	125*		

* Condensados que son enviados al drenaje, ya que estan contaminados, porque se utilizan para la limpieza del equipo.

Datos de temperatura y caída de presión proporcionados por el proveedor

CORRIENTE 47

Retorno de condensados de media presión, del área de secado.

Condiciones de flujo normal y máximo

$$W_{47} = W_{42} + W_{43} + W_{44} + W_{45} + W_{46}$$

$$W_{47} = 230 \text{ Kg/hr} + 372 \text{ Kg/hr} + 110 \text{ Kg/hr} + 220 \text{ Kg/hr}$$

$$W_{47} = 1,048 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 4.5 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 155^\circ\text{C}$$

Ver cálculo de las corrientes 42,43,44,45,46

CORRIENTE 48

Retorno de condensados de baja presión, del proceso U.H.T.

Condiciones de flujo normal

$$W_{48} = W_{49}$$

$$W_{48} = 202 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 2.5 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 138^\circ\text{C}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_{48} = W_{49} + W_{51}$$

$$W_{48} = 202 \text{ Kg/hr} + 524 \text{ Kg/hr}$$

$$W_{48} = 726 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 2.5 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 138^{\circ}\text{C}$$

Condiciones de flujo máximo

$$W_{48} = W_{49} + W_{51}$$

$$W_{48} = 202 \text{ Kg/hr} + 524 \text{ Kg/hr}$$

$$W_{48} = 726 \text{ Kg/hr}$$

$$P = 2.5 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (manométrica)}$$

$$T = 138^{\circ}\text{C}$$

Ver cálculo de corrientes 49 y 50

CORRIENTE 54

Gas natural a las calderas

Las calderas funcionarán normalmente con gas natural.

El consumo de gas se calcula mediante la siguiente fórmula.

$$W_G = \frac{W_v (H_v - H_l)}{P_c \eta}$$

Donde: W_G = flujo de gas m^3/hr

W_v = evaporación máxima Kg/hr

H_v = entalpia del vapor producido Kcal/Kg

H_l = entalpia del agua de alimentación Kcal/Kg

η = eficiencia de la caldera

P_c = poder calorifico del gas Kcal/m^3

El rango de la eficiencia es de 70 a 80%, se toma el valor menor para el cálculo.

El poder calorífico del gas natural es 8,905 Kcal/m³

Sustituyendo valores

$$W_g = \frac{14,965 \text{ Kg/hr (668 Kcal/Kg - 100 Kcal/Kg)}}{8,905 \text{ Kcal/m}^3 \times 0.70}$$

$$W_g = 1363.6 \text{ m}^3/\text{hr}$$

CORRIENTE 55

Combustoleo a Calderas

La caldera quemara normalmente gas, pero se dispondra de combustoleo para el caso en que se interrumpa la entrega de gas natural.

El consumo de combustoleo se calcula con la misma fórmula empleada para el cálculo del consumo de gas natural.

El poder calorífico del combustoleo No. 6 es 9,987 Kcal/lt

Sustituyendo en la fórmula enunciada en los cálculos de la corriente 54:

$$W_c = \frac{14,965 \text{ Kg/hr (668 Kcal/Kg - 100 Kcal/Kg)}}{9,987 \text{ Kcal/lt} \times 0.70}$$

$$W_c = 1215.8 \text{ lt/hr}$$

CORRIENTES 56, 57,

El agua para alimentar la caldera contiene bicarbonatos, los cuales se convierten en carbonatos, dióxido de carbono y agua, por efecto de la elevada temperatura que existe en la caldera. El dióxido de carbono es indeseable dentro del sistema, ya que causa corrosión en las tuberías de vapor y de retorno de condensados. Los problemas originados por la presencia del dióxido de carbono en el sistema, se minimizan, instalando un desaereador antes de alimentar el agua a la caldera. En el desaereador se lleva a cabo la conversión de los bicarbonatos, la eliminación del dióxido de carbono formado y el oxígeno que pudiera estar disuelto en el agua, mediante el calentamiento con vapor. El vapor que sale del tanque de vaporización de purgas se utilizará para alimentar al desaereador. La presión de operación del desaereador es de 0.21 Kg/cm² manométrica.

Balace de materia en el desaereador y la caldera

$$W_{30} + W_{31} + W_{57} + W_4 = W_3 + W_2 \quad \text{--- (A)}$$

Balace de sólidos totales

Considerando que el vapor y el retorno de condensados no contienen sólidos, se tiene:

$$C_{30} = C_{31} = C_{57} = C_2 = 0$$

C = concentración de sólidos totales

$$C_4 \times W_4 = C_3 \times W_3 \text{ - - - - - (B)}$$

$C_3 = 3,500$ PPM (sólidos totales permisibles en la caldera, ver balance de agua tratada).

$C_4 = 1,538$ (sólidos totales en el agua cruda ver análisis de agua cruda en el apéndice).

Despejando W_4 de la ecuación (A)

$$W_4 = W_3 + W_2 - W_{30} - W_{31} - W_{57} \text{ - - - - - (C)}$$

La siguiente relación se obtiene del cálculo del tanque vaporizador de purgas.

$$W_{57} = W_3 \times 0.20 \text{ - - - - - (D)}$$

Sustituyendo W_{57} de la ecuación (D) en la ecuación (A)

$$W_4 = W_3 \times 0.80 + W_2 - W_{30} - W_{31} \text{ - - - - - (E)}$$

Sustituyendo W_4 de la ecuación (E) en la ecuación (B)

$$W_3 = \frac{C_4 (W_2 - W_{30} - W_{31})}{C_3 - C_4 \times 0.80} \text{ - - - - - (F)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes a cada variable, se obtiene:

Condiciones de flujo máximo

$$W_3 = \frac{1538 (14965 - 8991 - 4334)}{3500 - 1538 \times 0.8} = 1111.4 \text{ Kg/hr - - - - - (F)}$$

$$W_4 = 1111.4 \times 0.80 + 14965 - 8991 - 4334 = 2529.1 \text{ Kg/hr - - - - - (E)}$$

$$W_{57} = 1111.4 \times 0.20 = 222.3 \text{ Kg/hr - - - - - (D)}$$

$$W_{56} = 1,111.4 - 222.3 = 889.1 \text{ Kg/hr}$$

En condiciones de flujo normal

$$W_{30} = 8,187 \text{ Kg/hr} \quad W_{31} = 2,310 \text{ Kg/hr} \quad W_2 = 10,977 \text{ Kg/hr}$$

$$W_3 = 325.3 \text{ Kg/hr}$$

$$W_4 = 740.24 \text{ Kg/hr}$$

$$W_{57} = 65.06 \text{ Kg/hr}$$

$$W_{56} = 260.24 \text{ Kg/hr}$$

CALCULO DE LOS EQUIPOS PARA LOS SERVICIOS AUXILIARES

4.1. CALCULO DEL EQUIPO DE REFRIGERACION

CALCULO DEL BANCO DE HIELO

ENFRIADOR(ES), COMPRESOR(ES), CONDENSADOR(ES)

CALCULO DEL BANCO DE HIELO

Recepción de leche en pipas (enfriador 01-04)

Q leche = Q disipado agua

W leche = 30,000 Lt/hr x 1.03 Kg/Lt = 30,900 Kg/hr

Q = 30,900 Kg/hr (.971 Kcal/Kg°C) (5 - 20°C)

Q = - 450,058 Kcal/hr

Recepción de leche en botes (enfriador 01-09)

W leche = 12,000 Lt/hr x 1.03 Kg/Lt = 12,360 Kg/hr

Q = 12,360 Kg/hr (.971 Kcal/Kg°C) (30 - 5°C)

Q = - 300,039 Kcal/hr

Qt = - 750,097 Kcal/hr

Carga térmica = (450,058 Kcal/hr x 3.5 hr) + (300,039
Kcal/hr x 4 hr) = 2,775,359 Kcal

Kg de hielo = 2,775,359 Kcal / 79.8 Kcal/kg de hielo

Kg de hielo = 34,778.93

35,000 Kg = 35 Ton

Ton refrigeración = 2,775,359 Kcal / (16 hr x 0.252
Kcal/BTU x 12,000 BTU/Ton) = 57.36

Se considera que se llenará un tanque de recepción de leche con capacidad de 54,000 lt y tomando en cuenta — las capacidades de los equipos, se tienen 3 alternativas: no se consideran más porque en las otras se elimi-

naría uno de los dos equipos y se considera recepción de leche en botes y pipas.

	CAPACIDAD L/HR LECHE	1a. OPCION L/HR LECHE	2a. OPCION L/HR LECHE	3a. OPCION L/HR LECHE
Enfriador Pipas	30,000	1 hr 30,000	1 hr 30,000	½ hr 15,000
Enfriador Botes	<u>12,000</u>	<u>1 hr 12,000</u>	<u>2 hr 24,000</u>	<u>3 hr 36,000</u>
TOTAL		42,000	54,000	51,000

Analizando los consumos de agua helada

	CONSUMO L/HR	1a. OPCION	2a. OPCION	3a. OPCION
Enfriador Pipas	60,000	1 hr 60,000	1 hr 60,000	½ hr 30,000
Enfriador Botes	<u>30,000</u>	<u>1 hr 30,000</u>	<u>2 hr 60,000</u>	<u>3 hr 90,000</u>
TOTAL		90,000	120,000	120,000

Se puede escoger la 2a. y la 3a. opción pues no hay diferencia en el consumo, el cual es de 120,000 Lt.

Lo más conveniente es la 2a. opción, por lo tanto:

$$\begin{aligned} \text{Carga térmica máxima} &= (450,058 \text{ Kcal/hr} \times 4.5 \text{ hr}) + \\ & (300,039 \text{ Kcal/hr} \times 6 \text{ hr}) = \\ & 3,825,495 \text{ Kcal} \end{aligned}$$

$$\text{Kg hielo} = 3,825,495 \text{ Kcal} / 79.8 \text{ Kcal/Kg} = 47,938.53 \text{ Kg}$$

$$48,000 \text{ Kg} = 48 \text{ Ton hielo}$$

$$\text{Ton} = 3,825,495 \text{ Kcal} / (16 \text{ hr} \times 0.252 \text{ Kcal/But} \times 12,000 \text{ BTU/tr}) = 79 \text{ Ton. Ref.}$$

Consumo del servicio en operación normal y máxima del - banco de hielo.

	NORMAL	MAXIMA	DIFERENCIA
Kg. Hielo	35,000	48,000	13,000
Ton. Ref.	58	79	21

CALCULO DEL ENFRIADOR DE AGUA

Pasteurización - Pasteurizador (01-16)

En función del agua se hará el balance de calor

Considerando $\rho = 1 \text{ Kg/Lt}$ del agua y $C_p = 1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$

$$Q = 60,000 \text{ Kg/hr} (1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}) (5 - 1^\circ\text{C}) = - 240,000 \text{ Kcal/hr}$$

Adición de grasa - Enfriador (01-36)

$$Q = 9,400 \text{ Kg/hr} (1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}) (23.6 - 1^\circ\text{C})$$

$$Q = - 212,440 \text{ Kcal/hr}$$

Proceso UHT - Pasteurizador (02-10)

$$Q = 32,000 \text{ Kg/hr} (1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}) (10 - 1^\circ\text{C})$$

$$Q = - 288,000 \text{ Kcal/hr}$$

Secado - Enfriador (04-14)

$$Q = 10,570 \text{ Kg/hr} (1 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}) (8.9 - 1^\circ\text{C})$$

$$Q = - 83,503 \text{ Kcal/hr}$$

Q Total = 823,943 Kcal/hr

Tomando como base de cálculo 1 hr

Ton Ref. = $\frac{823,943 \text{ Kcal}}{(0.252 \text{ Kcal/BTU} \times 12,000 \text{ BTU/Tr})}$

Ton Ref. = 273 Tr

	Tr NORMALES	Tr MAXIMA	Kg HIELO NORMAL	Kg HIELO MAXIMA
Banco de hielo	58	79	35,000	48,000
Enfría- dores	273	273		
TOTAL	331	352		

Considerando que sólo se quiere un enfriador y no el banco de hielo

Qt = 750,097 Kcal/hr + 823,943 Kcal/hr = 1,574,040 Kcal/hr

Ton Ref. = $\frac{1,574,040 \text{ Kcal/hr}}{(0.252 \text{ Kcal/BTU} \times 12,000 \text{ BTU/Tr})}$

Ton Ref. = 520.51 Tr

Por lo tanto se tiene que para la operación normal se --
requieren 273 Tr.

273 _____ 100% Se tendrá un sobrediseño de 90.5% con un
sólo enfriador

520 _____ X

Por lo tanto no se justifica tener ese sobrediseño.

Por otro lado, si se quisiera tener otro enfriador no --
sería posible ni económico puesto que no sería eficiente

funcionando discontinuamente y sería por consiguiente - antieconómico.

Como se puede observar las toneladas de refrigeración - aumentan en los enfriadores de recepción, en la segunda alternativa que es la que tiene un sólo enfriador, esto es porque las toneladas de refrigeración del banco - de hielo se calculan para la regeneración del hielo en 16 hr. (ver el primer cálculo del banco de hielo)

CALCULO PARA COMPRESORES EN REFRIGERACION

Para determinar la cantidad de agua de enfriamiento para los compresores en refrigeración, se determinan las condiciones de entrada y salida del compresor:

Presión de Succión = 28.4 Lb/pulg^2 (1.99 Kg/cm^2) que corresponde a una temperatura de succión de 15°F (-9.4°C) esto se debe a que se necesita tener una temperatura menor que el líquido a enfriar (1°C) además de que en la línea de succión entre el serpentín (evaporador) y el compresor, el gas absorbe calor por las paredes de la tubería y aumentando la temperatura.

Presión de Descarga = 166 Lb/pulg^2 (11.67 Kg/cm^2) correspondiente a una temperatura de condensación de 90°F (32.2°C). Esto es porque la temperatura de búlbo húmedo = 75.2°F (24°C), para tener un buen margen de acercamiento en el condensador evaporativo.

De la figura 1 del apéndice 5 se obtiene el flujo de

amoniacó necesario.

$$\begin{aligned} \text{Flujo amoniacó (Lb/min)} / \text{Ton Refrigeración} &= 0.423 \\ 0.423 \text{ (Lb/min)} / \text{Ton Refrigeración} \times 90 \text{ Ton Refrigeración} &= \\ 36.07 \text{ Lb/min} \times 60 \text{ min/hr} &= 2284.2 \text{ Lb/hr} \times .453 \text{ Kg/Lb} = \\ 1036.1 \text{ Kg/hr} \end{aligned}$$

De la figura 2 del apéndice 5 se obtienen las temperaturas de entrada y salida.

$$\text{Temp. descarga} = 222^{\circ}\text{F} \text{ (} 105^{\circ}\text{C)} \quad C_p = 0.52 \text{ BTU/Lb}^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Temp. saturación} = 90^{\circ}\text{F} \text{ (} 32.2^{\circ}\text{C)}$$

$$\begin{aligned} \text{El calor absorbido en compresión} &= m C_p \Delta T = 2284.2 \text{ Lb/hr} \\ (0.52 \text{ BTU/Lb}^{\circ}\text{F}) (222^{\circ}\text{F} - 90^{\circ}\text{F}) &= 156787 \text{ BTU/hr} = 39510 \\ \text{Kcal/hr} &= 3.29 \text{ Ton Refrigeración/hr} \end{aligned}$$

$$Q_{\text{absorbido}} = Q_{\text{absorbido}}$$

amoniacó	agua
compresión	

$$T_{\text{entrada}} = 34^{\circ}\text{C}$$

agua

$$T_{\text{salida}} = 40^{\circ}\text{C} \text{ (recomendación del fabricante para evitar condensación interior NH}_3\text{)}$$

agua

$$39,510 \text{ Kcal/hr} = m (1 \text{ Kcal/kg}^{\circ}\text{C}) (40 - 34^{\circ}\text{C})$$

$$m = 6,585 \text{ Kg/hr con } \rho = 1 \text{ Kg/Lt} \quad 6.585 \text{ m}^3/\text{hr} = 109.7 \text{ Lts/min}$$

$$3 \text{ compresores operación normal } 6.585 \text{ m}^3/\text{hr} \times 3 = 19.75 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$4 \text{ compresores operación máxima } 6.585 \text{ m}^3/\text{hr} \times 4 = 26.34 \text{ m}^3/\text{hr}$$

CALCULO DE CONDENSADOR(ES) EVAPORATIVO(S)

La capacidad original del condensador evaporativo según la modulación propuesta en el arreglo anterior es de 90 Ton. Refrigeración.

Bases de Cálculo:

$P = 166 \text{ Lb/pulg}^2$ (11.67 Kg/cm^2) correspondiente a una temperatura de condensación de 90°F (32.2°C) de figura 3 del apéndice 5 siendo la temperatura bulbo húmedo = 75.2°F (24°C)* y para tener un buen margen de acercamiento en el condensador evaporativo (esta presión es igual a la presión de descarga del compresor).

El consumo de agua desmineralizada por el condensador evaporativo sugerido por el proveedor es de 2.45 Gal/hr/Ton. Refrigeración siendo ésta, purgada constantemente para evitar incrustaciones en los tubos donde se produce la condensación de amoniaco.

El consumo de agua será:

$$2.45 \text{ Gal/hr/Tr} \times 90 \text{ Tr} = 221 \text{ Gal/hr} \times 3.785 \text{ Lt/Gal} \times \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ Lt}} = 0.83 \text{ m}^3/\text{hr}/\text{condensadores.}$$

Según el arreglo propuesto existiran 4 condensadores, 3 en operación normal para el enfriador continuo y uno — cuando opere el banco de hielo por lo que se tiene:

Consumo en operación normal:

$$0.83 \text{ m}^3/\text{hr}/\text{condensador} \times 3 \text{ condensadores} = 2.49 \text{ m}^3/\text{hr}$$

* En Delicias Chihuahua.

El consumo máximo se presentará cuando además opere el banco de hielo.

Por lo tanto:

$$0.83 \text{ m}^3/\text{hr}/\text{condensador} \times 4 \text{ condensadores} = 3.32 \text{ m}^3/\text{hr}$$

4.2. CALCULO DEL COMPRESOR Y EQUIPO AUXILIAR

COMPRESOR

Volumen requerido a las condiciones de Delicias Chihuahua.

$$V = 481.75 \text{ m}^3\text{N/hr} = 8.02 \text{ m}^3\text{N/min}$$

$$V_2 = \frac{P_1 V_1 T_2}{P_2 T_1}$$

Donde:

$$T_2 = 310 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 273 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_1 = 1 \text{ atmósfera}$$

$$P_2 = 0.867 \text{ atmósferas}$$

$$V_1 = 8.02 \text{ m}^3\text{N/min}$$

$$V_2 = \frac{1 \text{ atm} \times 8.02 \text{ m}^3\text{N/min} \times 310 \text{ }^\circ\text{K}}{273 \text{ }^\circ\text{K} \times 0.867 \text{ atm}}$$

$$V_2 = 10.5 \text{ m}^3/\text{min}$$

Temperatura de descarga del compresor.

Considerando un proceso adiabático

$$T_2 = T_1 (P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}}$$

Donde:

$$k = cp/cv = 1.4 \text{ para aire}$$

$$T_1 = 310 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_1 = 0.867 \text{ atmósferas}$$

$$P_2 = 7.66 \text{ atmósferas}$$

$$T_2 = 310 \text{ }^\circ\text{K} \times (7.66 \text{ atm}/0.867 \text{ atm})^{0.285}$$

$$T_2 = 578 \text{ }^\circ\text{K} = 305 \text{ }^\circ\text{C}$$

Potencia teórica adiabática del compresor.

$$W_{ta} = 2.22 \left(\frac{k}{k-1} \right) P_a Q_a \left[\left(\frac{P_2}{P_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Donde:

W_{ta} = potencia teórica adiabática (HP)

P_a = presión absoluta en la aspiración (Kg/cm^2)

Q_a = flujo de aire a las condiciones de aspiración (m^3/min)

P_2 = presión absoluta en la descarga (Kg/cm^2)

$k = c_p/c_v = 1.4$ para el aire

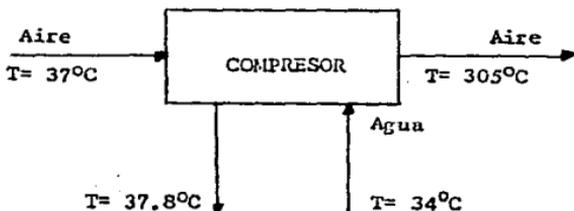
Sustituyendo valores:

$$W_{ta} = 2.22 \left(\frac{1.4}{1.4-1} \right) (0.867) (10.5) \left[\left(\frac{7.8}{0.867} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 1 \right]$$

$$W_{ta} = 55.81 \text{ HP} \approx 56 \text{ HP}$$

Cálculo del agua de enfriamiento para el compresor.

Para agua proveniente de sistemas de enfriamiento abiertos como la torre de enfriamiento, la $\Delta T = 2 - 12$ °F sera satisfactoria.



Se utiliza la siguiente ecuación empírica(bibliografía 25)

$$H_1 = 4(t_{ag} - t_{aw}) + 100$$

Siendo H_1 = calor eliminado (BTU/HP-hr)

t_{ag} = temperatura promedio de entrada-salida del aire (°F)

t_{aw} = temperatura promedio del agua en la chaqueta (°F)

ΔT seleccionada = 7 °F

Sustituyendo valores:

$$t_{ag} = \frac{98.6 \text{ } ^\circ\text{F} + 581 \text{ } ^\circ\text{F}}{2}$$

$$t_{ag} = 339.8 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_{aw} = \frac{93.2 \text{ } ^\circ\text{F} + 100.04 \text{ } ^\circ\text{F}}{2}$$

$$t_{aw} = 96.6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$H_1 = 4 (339.8 \text{ } ^\circ\text{F} - 96.6 \text{ } ^\circ\text{F}) + 100$$

$$H_1 = 1,072.8 \text{ BTU/HP hr}$$

$$H_1 = 1,072.8 \text{ BTU/HP hr} \times 56 \text{ HP} = 60,076.8 \text{ BTU/hr}$$

$$H_1 = 15,139.35 \text{ Kcal/hr}$$

Flujo de agua de enfriamiento:

$$m = \frac{H_1}{cp \times \Delta T}$$

$$m = \frac{15,139.35 \text{ Kcal/hr}}{1 \text{ Kcal/kg } ^\circ\text{C} \times (37.8 \text{ } ^\circ\text{C} - 34 \text{ } ^\circ\text{C})}$$

$$m = 3,984.04 \text{ Kg/hr}$$

considerando $\rho = 1 \text{ Kg/lit}$

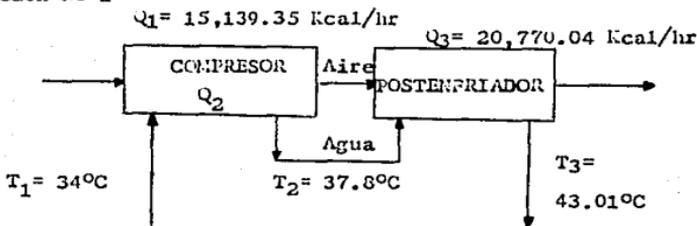
$$m = 3.98 \text{ m}^3/\text{hr} \approx 4 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Cálculo de agua de enfriamiento para el postenfriador.

Se tienen dos opciones:

- 1) alimentar el agua de enfriamiento en serie
- 2) alimentar por separado el agua de enfriamiento

Opción No 1



$$Q_3 = Q_2 - Q_1$$

Donde:

Q_1 = calor absorbido en el compresor

Q_2 = calor generado en el compresor

Q_3 = calor absorbido en el postenfriador

Sustituyendo valores:

$$Q_3 = 35,909.39 \text{ Kcal/hr} - 15,139.35 \text{ Kcal/hr}$$

$$Q_3 = 20,770.04 \text{ Kcal/hr}$$

Temperatura del agua que sale del postenfriador

$$T_3 = T_2 + Q_3 / m \text{ cp}$$

$$T_3 = 37.8 \text{ }^\circ\text{C} + 20,770.04 \text{ Kcal/hr} / (3,984 \text{ Kg/hr} \times 1 \text{ Kcal/Kg }^\circ\text{C})$$

$$T_3 = 43 \text{ }^\circ\text{C}$$

Opción No 2

Considerando $\Delta T = 15 \text{ }^\circ\text{F}$

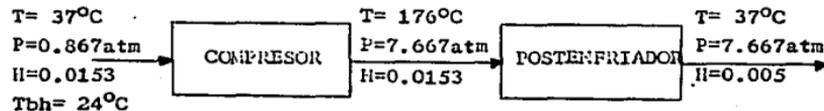
$$m = \frac{Q_3}{\text{cp} \times \Delta T}$$

$$m = \frac{20,770.04 \text{ Kcal/hr}}{1 \text{ Kcal/Kg }^\circ\text{C} \times 8.3 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$m = 2,502 \text{ Kg/hr} = 2.5 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Se observa que se gastaría más agua si se alimenta por separado al compresor y al postenfriador.

Cálculo de humedades y temperaturas del aire



Humedades:

Utilizando la ecuación (bibliografía 20)

$$P_v = P_w - 0.5(t - t_w)$$

Donde:

P_v = presión parcial del agua (mm Hg)

P_w = presión de vapor del agua a la temperatura de bulbo húmedo
(mm Hg)

t = temperatura de bulbo seco (°C)

t_w = temperatura de bulbo húmedo (°C)

Sustituyendo valores:

$$P_v = 22.38 - 0.5(37 - 24)$$

$$P_v = 15.88 \text{ mm Hg}$$

Humedad a la entrada del aire

$$H = \frac{18 \times P_v}{29 \times (P - P_v)}$$

$$H = \frac{18 \times 15.88 \text{ mm Hg}}{29 \times (659 \text{ mm Hg} - 15.88 \text{ mm Hg})}$$

$$H = 0.0153 \text{ Kg agua/ Kg aire seco}$$

$$H = 0.0153 \text{ lb agua/ lb aire seco}$$

Volumen de aire húmedo (bibliografía 11)

$$V_h = \frac{0.754(T+460)}{P} \left[1 + \left(\frac{29}{18} \right) H \right]$$

$$V_h = \frac{0.754(99+460)}{25.94} \left[1 + \left(\frac{29}{18} \right) 0.0153 \right]$$

$$V_h = 16.64 \text{ ft}^3 / \text{lb aire seco}$$

Flujo de aire seco:

$$G = \frac{V}{V_h}$$

$$V = 10.5 \text{ m}^3/\text{min} = 370.75 \text{ ft}^3/\text{min} \text{ (a condiciones de Delicias Chihuahua)}$$

$$G = \frac{370.75 \text{ ft}^3/\text{min}}{16.64 \text{ ft}^3/\text{lb aire seco}}$$

$$G = 22.28 \text{ lb aire seco/min} = 1337 \text{ lb aire seco/hr}$$

Calor húmedo

$$c_h = 0.24 + 0.46H$$

$$c_h = 0.24 + 0.46 \times 0.0153$$

$$c_h = 0.247 \text{ BTU/}^\circ\text{F lb aire seco}$$

Balace de calor

$$Q_4 = Q_2 - Q_1$$

Donde:

Q_4 = calor absorbido por el aire

Q_2 = calor generado en el compresor

Q_1 = calor absorbido en el compresor (por el agua de enfriamiento)

$$Q_4 = 35,909.39 \text{ Kcal/hr} - 15,139.35 \text{ Kcal/hr}$$

$$Q_4 = 20,770.04 \text{ Kcal/hr}$$

$$Q_4 = 82,420.8 \text{ BTU/hr}$$

$$Q_4 = G \times c_h \times (T_2 - T_1)$$

$$T_2 = \frac{Q_4}{G \times c_h} + T_1$$

$$T_2 = \frac{82,420.8 \text{ BTU/hr}}{1337 \text{ lb aire seco/hr} \times 0.247 \text{ BTU/lb aire seco}} + 99^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 348.6^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 176^\circ\text{C}$$

Por lo tanto la temperatura del aire a la descarga del compresor es de 176°C .

Temperatura del aire a la salida del postenfriador:

Q absorbido por el aire = Q disipado en el postenfriador

$$Q = 82,420.8 \text{ BTU/hr}$$

$$Q = G \times c_h \times \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{Q}{G \times c_h}$$

$$\Delta T = \frac{82,420.8 \text{ BTU/hr}}{1337 \text{ lb aire seco/hr} \times 0.247 \text{ BTU/lb aire seco}}$$

$$\Delta T = 249^\circ\text{F}$$

$$T_f = 348.6^\circ\text{F} - 249^\circ\text{F}$$

$$T_f = 99.6^\circ\text{F}$$

$$T_f = 37^\circ\text{C}$$

Por lo tanto la temperatura del aire a la salida del postenfriador es de 37 °C.

Humedad de aire a la salida del postenfriador:

Se considera que el aire esta saturado a las condiciones de salida del postenfriador.

$$T = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P = 7.6 \text{ atmósferas} = 5828.9 \text{ mm Hg}$$

$$H_s = \frac{18 \times p_v}{29 \times (p - p_v)}$$

$$p_v = 47.076 \text{ mm Hg (presión de vapor del agua a } 37 \text{ }^{\circ}\text{C)}$$

Sustituyendo valores

$$H_s = \frac{18 \times 47.076 \text{ mm Hg}}{29 \times (5828.9 \text{ mm Hg} - 47.076 \text{ mm Hg })}$$

$$H_s = 0.005 \text{ Kg agua/ Kg aire seco}$$

$$H_s = 0.005 \text{ lb agua/ lb aire seco}$$

Determinación de los condensados

$$\text{Condensados} = (\text{ humedad inicial} - \text{ humedad final}) \times V \text{ aire seco}$$

$$\text{Condensados} = (0.0153 - 0.005) \times 1337$$

$$\text{Condensados} = 13.8 \text{ lb agua/hr}$$

Condensados= 6.3 Kg/hr

Humedad residual(H_r)= humedad final x volumen aire seco

$H_r = 0.005 \text{ lb agua/lb aire seco} \times 1337 \text{ lb aire seco/hr}$

$H_r = 6.685 \text{ lb agua/hr}$

$H_r = 3.03 \text{ kg agua/hr}$

TANQUE DE AIRE

Para el cálculo de la capacidad se considera un tiempo de residencia de 60 segundos.

Capacidad= $71.41 \text{ m}^3/\text{hr} \times 60 \text{ segundos} \times 1 \text{ hr} / 3600 \text{ segundos}$

Capacidad= 1.19 m^3

Capacidad= 42 ft^3

Presión de operación= 7 kg/cm^2

SECADOR DE AIRE

Sera de tipo duplex(doble torre con deshidratante), operando siempre una mientras se efectua la regeneración de deshidratante de la otra torre. El deshidratante mas común es la alumina.

Datos para el cálculo de la cantidad de deshidratante:

Presión de operación= 7.6 atmósferas

Temperatura de operación= 37 °C

Volumen de aire a secar= 420 m³N/hr

Volumen de aire a secar= 443.07 m³/hr(estandar)

Condiciones estandar= 1 atmósfera y 15°C

Humedad a eliminar= 3.03 Kg agua/hr

Volumen de deshidratante:

De la figura 1 del apéndice 6 se obtienen 300 litros de deshidratante, con un punto de rocío de -20 °C a -30 °C.

4.3. CALCULO DEL DESMINERALIZADOR PARCIAL Y EQUIPO AUXILIAR

Datos de Diseño

Flujo	60 m ³ /hr (264.2 GPM)
Dureza Total del Agua Cruda	450 ppm como CaCO ₃
Dureza Total del Efluente Requerida	2 ppm como CaCO ₃ máx.
Resina Catiónica Ciclo Sodio	Amberlite 1R-120
Flujo para Regeneración	1 GPM/ft ³ Resina
Flujo para Enjuague	1.5 GPM/ft ³ Resina
Agua Requerida para Enjuague	25-75 GAL/ft ³ Resina
Flujo de Servicio/Arca	5-8 GPM/ft ²
Flujo para Retrolavado	5 GPM/ft ²
Tiempo de Retrolavado	10 Min
Altura Mínima de la Cámara de Resina	24 Pulgadas
Tiempo de Operación entre Regeneraciones	12 Hrs

Datos de la resina 1R-120 tomados del catálogo de resinas del fabricante. El tiempo de operación entre regeneraciones de las resinas normalmente es de 24 hrs. o más, excepto cuando se tienen aguas de alta dureza, donde se recomienda tener tiempos de operación menores a 24 hrs., para disminuir el tamaño de los equipos y así reducir la inversión inicial.

Capacidad de la Resina 1R-120

De la figura 1 del apéndice 7 se puede observar que con solución de NaCL al 10% (regenerante) y 20 Lbs NaCL/ft³ resina se obtiene la capacidad máxima de la resina 32.5 Kilogramos (CaCO₃)/ft³ resina.

La capacidad de la resina es afectada por el contenido de sodio en el agua cruda. En la figura 2 del apéndice 7 se obtiene la capacidad e intercambio de acuerdo con las condiciones de agua cruda disponible.

Contenido de Sodio en el agua cruda 1025 ppm como CaCO₃

Contenido de Calcio en el agua cruda 360 ppm como CaCO₃

Relación Sodio/Calcio

$$R \text{ Na/Ca} = \frac{1025}{360} = 2.85 \text{ de la fig. 2 } 25 \text{ Kilogramos (CaCO}_3\text{)}/\text{ft}^3 \text{ resina}$$

Volumen de Resina

Dureza agua cruda 480 ppm como CaCO₃

1 ppm = 0.0583 granos/galón

Tiempo de operación 12 Hrs

Dureza por remover

$$60 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \times \frac{264.17 \text{ Gal}}{1 \text{ m}^3} = 15,850.2 \text{ galones/hr}$$

$$480 \times 0.0583 = 27.9 \frac{\text{granos}}{\text{galón}}$$

$$27.9 \frac{\text{gramos}}{\text{galón}} \times 15,850.2 \frac{\text{galones}}{\text{hr}} \times 12 \text{ hrs} = 5,306,647 \text{ granos}$$

$$\text{Volumen de resina} = \frac{5,306.65 \text{ Kilogramos}}{25 \text{ Kilogramos/ft}^3 \text{ resina}} = 212.27 \text{ ft}^3 \quad (6.01 \text{ m}^3)$$

Calidad del Efluente

De la figura 3 del apendice 7

Dureza combinada $\text{Na}^+ - \text{Ca}^{++}$ del agua cruda

$$1025 + 360 = 1,385 \text{ ppm como CaCO}_3$$

Dureza del efluente 1.8 ppm como CaCO_3

Dimensiones del Desmineralizador Parcial

Considerando Flujo 7 GPM/ft²

$$\text{Area del Tanque} = \frac{264.2 \text{ GPM}}{7} = 37.74 \text{ ft}^2$$

Con el Diámetro comercial 84" (2.13 mts)

$$\text{Area} = 38.5 \text{ ft}^2$$

Altura del Tanque

Se requiere 55% de expansión de la resina durante el re-
trolavado.

$$\text{Volumen Expandido de la Resina} = 212.27 \times 1.55 = 329.02 \text{ ft}^3$$

$$\text{Altura del Tanque} = \frac{329.02 \text{ ft}^3}{38.5 \text{ ft}^2} = 8.54 \text{ ft} \quad (2.60 \text{ mts})$$

$$\text{Altura de la Cama de Resina} = \frac{212.27}{38.5} = 5.51 \text{ ft} \quad (1.68 \text{ mts})$$

Agua para Retrolavado

$$5 \frac{\text{GPM}}{\text{ft}^2} \times 38.5 \text{ ft}^2 = 192.5 \text{ GPM}$$

Duración del retrolavado 10 min

$$192.5 \times 10 = 1,925 \text{ galones de agua}$$

Duración de la Regeneración

Flujo para regeneración 1 GPM/ft³ resina

$$212.27 \text{ ft}^3 \text{ resina} \times \frac{1 \text{ GPM}}{\text{ft}^3 \text{ resina}} = 212.27 \text{ GPM de Salmuera al 10\%}$$

Sal necesaria para la regeneración

$$20 \frac{\text{Lbs NaCl}}{\text{ft}^3 \text{ resina}} \times 212.27 \text{ ft}^3 \text{ resina} = 4,245.4 \text{ Lbs NaCl} \\ (1,929.7 \text{ Kg})$$

NaCl al 10% 0.897 $\frac{\text{Lbs NaCl}}{\text{galón salmuera}}$

$$\frac{4,245.4 \text{ Lbs NaCl}}{0.897 \text{ Lbs NaCl/galón salmuera}} = 4,732.9 \text{ galones salmuera}$$

$$\text{Tiempo de Regeneración} = \frac{4,732.9 \text{ galones salmuera}}{212.27 \text{ GPM salmuera}} = 22.3 \text{ min}$$

Agua para Enjuague

$$25 \frac{\text{galones}}{\text{ft}^3 \text{ resina}} \times 212.27 \text{ ft}^3 \text{ resina} = 5,306.7 \text{ galones}$$

$$\text{Flujo para Enjuague} \quad 1.5 \frac{\text{GPM}}{\text{ft}^3 \text{ resina}}$$

$$1.5 \frac{\text{GPM}}{\text{ft}^3 \text{resina}} \times 212.27 \text{ ft}^3 \text{resina} = 318.4 \text{ GPM agua}$$

$$\text{Tiempo de Enjuague} = \frac{5,306.7 \text{ galones}}{318.4 \text{ GPM}} = 16.6 \text{ min}$$

Tanque para Salmuera

Se necesitan 4,732.9 galones de salmuera (10% NaCl)

Se tendra un tanque de salmuera al 24% NaCl y se usara agua para dilución.

$$\text{NaCl } 24\% \quad 2.585 \frac{\text{Lbs NaCl}}{\text{galón salmuera}}$$

$$\text{NaCl en el Tanque} \quad 4,245.4 \text{ Lbs}$$

$$\text{Vol. Salmuera} = \frac{4,245.4 \text{ Lbs NaCl}}{2.585 \frac{\text{Lbs NaCl}}{\text{galón salmuera}}} = 1,642.3 \text{ galones}$$

$$\text{Vol. Tanque} = \frac{1,642.3 \text{ galones salmuera (24\%)}}{0.8}$$

$$\text{Vol. Tanque} = 2,052.8 \text{ galones (7.8 m}^3\text{)}$$

Agua para Dilución

Contenido de agua en Salmuera al 10% de NaCl

$$0.966 \frac{\text{Gal. Agua}}{\text{Gal. Salmuera}}$$

$$4,732.9 \times 0.966 = 4,571.9 \text{ galones agua}$$

Contenido de agua en Salmuera al 24% de NaCl

0.890 Gal. Agua

Gal. Salmuera

$1,642.3 \times 0.89 = 1,461.6$ galones agua

Agua para Dilución = $4,571.9 - 1,461.6 = 3,110.3$ galones
agua

Flujo Agua para Dilución = $\frac{3,110.3}{22.3} = 139.5$ GPM

Caída de Presión

En la figura 4 del apendice 7

ΔP por ft de resina = 0.5 PSI

ΔP Total = $\Delta P_{ft \text{ resina}} \times ft \text{ resina}$

P Total = $0.5 \times 5.51 = 2.75$ PSI

Resumen: Desmineralizador Parcial

Flujo	60 m ³ /hr
Dureza Total del Agua Cruda	480 ppm como CaCO ₃
Dureza Total del Efluente	1.8 ppm como CaCO ₃
Capacidad de Intercambio	5,306,647 granos
NaCl por Regeneración	1,929.7 Kg (4,245.4 Lbs)
Caída de Presión	0.193 Kg/cm ² (2.75 PSI)
Volumen de Resina	6.01 m ³ (212.27 ft ³)
Resina	Amberlite 1R-120
Tiempo de Operación entre Regeneraciones	12 hrs
Tiempo/Agua para Retrolavado	10 min/7.28 m ³ (1,925 gal)

Tiempo/Agua para Regeneración (agua para dilución)	22 min/11.77 m ³ (3,110.3 gal)
Tiempo/Agua para Enjuague	17 min/20.09 m ³ (5,306.7 gal)
Diámetro del Tanque	84 pulg. (2.13 mts)
Altura del Tanque	102.5 pulg. (2.60 mts)
Tanque de Salmuera (24% NaCl)	7.8 m ³ (2,052.8 gal.)

4.4. CALCULO DE LA CALDERA Y EQUIPO AUXILIAR

CALDERA

Evaporación máxima= 14,965 Kg/hr de vapor saturado

Presión de operación= 17 Kg/cm² (manométrica)

Temperatura del agua de alimentación= 100 °C

$$C.C. = \frac{\text{evaporación equivalente (Kg/hr)}}{15.65 (\text{Kg/hr})}$$

$$F_e = \frac{\text{evaporación equivalente}}{\text{evaporación real}}$$

$$F_e = \frac{H_v - H_a}{540}$$

Donde: C.C. = caballos caldera

F_e = factor de evaporaciónH_v = entalpia del vapor producido (Kcal/Kg)H_a = entalpia del agua de alimentación (Kcal/Kg)

Sustituyendo valores

$$F_e = \frac{663 \text{ Kcal/Kg} - 100 \text{ Kcal/Kg}}{540 \text{ Kcal/Kg}} = 1.052$$

Evaporación equivalente= evaporación real x Fe

Evaporación equivalente= 14,965Kg/hr x 1.052

Evaporación equivalente= 15,743.18 Kg/hr

$$\text{C.C.} = \frac{15,743.18 \text{ Kg/hr}}{15.65 \text{ Kg/hr}} = 1006$$

Capacidad nominal de la caldera= 1006 C.C.

TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE COMBUSTOLEO

Se considera que la demanda máxima de vapor de 14,965 Kg/hr se presentara durante 16 horas al día. El tanque de almacenamiento de combustoleo se calculara para mantener la demanda máxima durante cuatro días, tiempo que es suficiente para corregir la falta de gas natural o de recargar nuevamente el tanque.

consumo de combustoleo = 1,216 lt/hr x 16 hr/día x 4 días

consumo de combustoleo = 77,824 litros

Para evitar que el tanque este ahogado se llenara al 75% de su capacidad, teniendo entonces:

$$\frac{77,824 \text{ lt}}{0.75} = 103,765 \text{ litros}$$

$$\text{Volumen total} = 103.7 \text{ m}^3$$

$$103.7 \text{ m}^3 \times \frac{\text{barril}}{0.159 \text{ m}^3} = 652 \text{ barriles}$$

DESAERADOR

El desaerador sirve además de eliminador de los gases corrosivos, de almacenamiento de agua para la alimentación a las calderas. Un criterio para obtener la cantidad de agua almacenada y la capacidad del tanque, es el almacenar una cantidad mínima de agua que sea suficiente para sostener la evaporación máxima de la caldera por lo menos durante 20 minutos.

Para mantener la evaporación máxima se tienen que alimentar 16,076.4 Kg/hr de agua (corriente 1)

$$\text{reserva mínima} = \frac{16,076.4 \text{ Kg/hr} \times 1 \text{ hr} \times 20 \text{ min}}{60 \text{ min}}$$

$$\text{reserva mínima} = 5,358.8 \text{ Kg} \quad \rho = 0.96 \text{ Kg/lt}$$

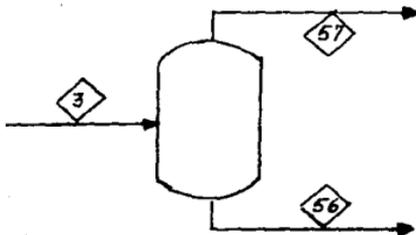
$$\text{reserva mínima} = 5,582 \text{ litros}$$

Para evitar que el tanque este totalmente lle no se trabajara al 80% de la capacidad, por lo tanto el volumen del tanque será:

$$\frac{\text{reserva mínima}}{0.80} \text{ volumen del tanque}$$

$$\frac{5,502 \text{ lt}}{0.80} = 6,977.5 \text{ litros}$$

El desaereador produce agua con un contenido de oxigeno de $0.005 \text{ cm}^3/\text{lt}$, 100°C y trbajara a 0.21 kg/cm^2 (manométrica)

TANQUE DE VAPORIZACION (FLASH)

Balace de Materia

$$W_3 = W_{57} + W_{56}$$

Balace de Energía

$$W_3 H_3 = W_{57} H_{57} + W_{56} H_{56}$$

Sustituyendo $W_{56} = W_3 - W_{57}$

$$W_3 H_3 = W_{57} H_{57} + W_3 H_{56} - W_{57} H_{56}$$

$$W_3 (H_3 - H_{56}) = W_{57} (H_{57} - H_{56})$$

$$\frac{W_{57}}{W_3} = \frac{H_3 - H_{56}}{H_{57} - H_{56}}$$

El condensado de la corriente 3 es saturado y esta a 17 Kg/cm² man. 17.87 Kg/cm² abs.

El condensado y vapor producido en el tanque estan saturados a 1.077 Kg/cm² abs.

$$H_3 = 210.2 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_{57} = 638.8 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_{56} = 99.2 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\frac{W_{57}}{W_3} = \frac{210.2 - 100}{638.1 - 100} = 0.20$$

Dimensiones del Tanque de Vaporización.

En la bibliografía 12 se encuentran las tablas con las cuales se determinan las dimensiones del tanque.

$$W_3 = 1111.4 \text{ Kg/hr} = 2445 \text{ lb/hr}$$

Presión de las purgas $17 \text{ Kg/cm}^2 = 242 \text{ lb/in}^2 \text{ man.}$

Presión de operación del tanque $0.21 \text{ Kg/cm}^2 = 3 \text{ lb/in}^2 \text{ man.}$

$$D \times L = 3.82 \text{ ft}^2 \text{ para } 1000 \text{ lb/hr}$$

$$D \times L = 3.82 \text{ ft}^2 \times \frac{2445 \text{ lb/hr}}{1000 \text{ lb/hr}} = 9.33 \text{ ft}^2$$

$$D = 24" = 2 \text{ ft (61 cm)}$$

$$L = \frac{9.33}{2} = 4.66 \text{ ft (142 cm)}$$

Donde D = diámetro

L = longitud

BOMBAS DE ALIMENTACION DE AGUA

Cantidad: 2 (una de relevo)

Tipo: centrífuga

Operación: continua

Fluido: agua

Temperatura: 100°C

Capacidad: 1.10 - 1.15 veces el flujo de la corriente 1

Presión de descarga: $1.76 - 2.11 \text{ Kg/cm}^2$ + la presión de
operación de la caldera.

Capacidad = Corriente 1 x 1.15

Capacidad = $16076.4 \text{ Kg/hr} \times 1.15 = 18487.8 \text{ Kg/hr}$

$\rho_{100^\circ\text{C}}$
agua = 0.96 Kg/lt

Capacidad = $18487.8 \text{ Kg/hr} \times \frac{1 \text{ t}}{0.96 \text{ Kg}} = 19258 \text{ t/hr}$

Presión de descarga = $2.11 \text{ Kg/cm}^2 + 17 \text{ Kg/cm}^2$

Presión de descarga = 19.11 Kg/cm^2

BOMBAS DE ALIMENTACION DE COMBUSTOLEO

Cantidad: 2 (una de relevo)

Tipo: rotatoria

Operación. continua

Fluido: combustoleo No. 6

Temperatura: 46°C

Capacidad: 1.10 - 1.15 veces el flujo de la corriente 55.

Presión de descarga: 4 Kg/cm^2

Capacidad = $1.15 \times 1215.8 \text{ t/hr}$

Capacidad = 1398.2 t/hr

SELECCION DE LOS EQUIPOS DE SERVICIOS AUXILIARES

5.1. SELECCION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

La torre de enfriamiento adecuada al proceso del presente trabajo es la torre de tiro mecánico.

La torre de tiro natural no es conveniente -- porque: a) se utilizan cuando es necesario manejar caudales muy grandes, llegandose a construir torres hasta de 80 metros de diámetro y 103 metros de altura. b) se utilizan en lugares donde la humedad relativa del aire es de 75 a 80%.

La torre por contacto indirecto tampoco es -- conveniente porque: a) la temperatura mínima que puede alcanzar el agua depende principalmente de la temperatura de bulbo seco y en la Ciudad de Delicias se tiene la temperatura de bulbo seco demasiado elevada (37°C). b) se recomienda para el enfriamiento de fluidos que -- llegan a la torre a temperaturas elevadas y no es necesario tener temperaturas de salida tan bajas como las usadas en los sistemas de enfriamiento con agua.

Información proporcionada al proveedor.

Equipo: Torre de Enfriamiento No. Unidades Una

Servicio: Agua de Enfriamiento para la Planta

Lugar de Instalación: Cd. Delicias Chihuahua

TIPO	TIRO MECANICO
Flujo de agua de circulación	Normal Máximo
	121.75 m ³ /hr 128.34 m ³ /hr
Temperatura del agua caliente	45°C
Temperatura del agua fría	34°C
Temperatura de bulbo húmedo de diseño	24°C
Temperatura de bulbo Seco	37°C
Humedad relativa de diseño	38%
Disponibilidad de Energía Eléctrica	440 - 220 volts/ 3ø/ 60 Hz

NOTAS:

- 1.- Referencia de flujos, ver balance de materia y energía.
- 2.- No se contemplan posibles expansiones a la planta.
- 3.- La torre de enfriamiento trabaja con agua cruda.

4.- La torre de enfriamiento podra ser tipo - paquete, si satisface las condiciones requeridas.

5.- El equipo deberá suministrarse con todas las partes y accesorios, incluyendo pero no limitandose a lo siguiente: estructura, eliminadores de arrastre, - sistema de distribución, escalera tipo marino, depósito de agua fría, ventilador con reductor de velocidad y motor, e interruptor por alta vibración y chimenea.

6.- El material de la torre será recomendado por el fabricante.

Se presentaron dos cotizaciones para la torre de enfriamiento, una construida de plástico y la otra - de madera de pino tratada quimicamente a presión.

TABLA COMPARATIVA TECNICA

Equipo: Torre de Enfriamiento

Servicio: Agua de Enfriamiento para la Planta

Lugar de Instalación: Cd. Delicias Chihuahua

TIPO	TIRO MECANICO (TIRO FORZADO) FLUJO CRUZADO "A"	TIRO MECANICO (TIRO FORZADO) FLUJO CRUZADO (TIPO PAQUETE) "B"
Flujo máximo de agua de circulación	150 m ³ /hr	150 m ³ /hr
Temperatura del agua caliente	45°C	45°C
Temperatura de agua fría	34°C	34°C
Temperatura de bulbo húmedo diseño	24°C	24°C
Perdidas de agua por arrastre	0.2%	0.2%
Perdidas de agua por evaporación	1.85%	1.85%
Altura de bombeo	3 mts	3.8 mts
No. Celdas	UNA	UNA
Motor del ventilador	15 HP 440-220 V/ 3φ/ 60 Hz 1750 RPM a prueba de agua	15 HP 440-220 V/ 3φ/ 60 Hz 850 RPM a prueba de agua

TABLA COMPARATIVA TECNICA

BHP/RPM Ventilador	13.5/475	12.5/412
Diámetro del ventilador	2.25 mts	2.44 mts
Dimensiones (mts) largo x ancho x altura	6.4 x 3.31 x 3.0	3.37 x 3.37 x 4.0
Dimensiones del depósito de agua fría (mts) largo x ancho x prof.	4.77 x 3.90 x 1.22 (22.7 m ³)	3.37 x 3.87 x 1.7 (22.2 m ³)
Peso de la torre		
Vacia	4,600 Kg	4,300 Kg
En operación	7,400 Kg	7,100 Kg
Reducción de velocidad	Por reductor tipo engranes	Por poleas y bandas

MATERIALES ESTRUCTURA	MPTQP*	ACERO GALVANIZADO
Cubierta	Lámina corrugada de asbesto	PRFV*
Empaque	MPTQP	Parrillas de plástico
Soporte de empaque	Malla acero galv. recub. PVC	Tipo colgantes
Eliminadores de arrastre	MPTQP	PRFV
Chimenea del ventilador	Fibra de vidrio	Fibra de vidrio
Persianas	Asbesto	PRFV
Sist. dist. agua	Orificios de polipropileno	Orificios de polipropileno
Herraje	Acero galvanizado	Acero galvanizado
Soporte equipo mec.	Acero estructural galv.	Acero estructural galv.
Aspas ventilador	Aluminio	Fibras de vidrio
Depósito agua fría	Concreto	Concreto

* MPTQP Madera de pino tratada químicamente a presión.

* PRFV Poliester reforzado con fibra de vidrio.

COMENTARIOS

1.- Las dos torres propuestas cumplen con los requerimientos del proceso.

2.- La torre "A" tiene mayor consumo de energía eléctrica, por tener el ventilador más chico que "B".

3.- La torre "B" ocupa menor espacio que la torre "A".

4.- El reductor de velocidad por poleas y bandas es mejor que el de engranes, porque en caso de descompostura solamente es necesario cambiar las bandas, mientras que en el tipo engranes es necesario desarmarlo.

5.- El costo de instalación de la torre "B" es menor que el de la torre "A" por ser tipo paquete.

6.- La madera se deslignifica a PH de 8 y a concentraciones de cloro mayores a 2 PPM, esta deslignificación provoca que la madera pierda sus propiedades estructurales. También la madera es bastante susceptible a la formación de hongos y algas que la llegan a destruir, además de provocar incrustaciones en las superficies de transferencia de calor.

7.- El material de construcción de la torre "B", PRFV es resistente a la corrosión y disminuye la formación de hongos y algas. La desventaja de el PRFV es que se deforma a temperaturas mayores a 70°C.

TABLA COMPARATIVA ECONOMICA

Equipo: Torre de enfriamiento No. Unidades: Una
 Servicio: Agua de enfriamiento para la planta
 Lugar de Instalación: Cd. Delicias Chihuahua

TIPO	TIRO FORZADO "A"	TIRO FORZADO "B" (PAQUETE)
Material de construcción	MPTQP	PRFV
Precio	\$ 935,000	\$ 088,000
Instalación	\$ 100,000	\$ 40,000
Total	\$ 1,035,000	\$ 1,128,000
Costos de Operación		
Costos Fijos Anuales		
Depreciación	\$ 103,500	\$ 112,800
Mantenimiento	\$ 41,400	\$ 22,560
Total	\$ 144,900	\$ 135,360
Costos Variables Anuales		
Energía eléctrica	\$ 72,511	\$ 67,140
Acido	\$ 56,160	\$ 56,160
Total	\$ 128,671	\$ 123,300

Existe una diferencia a favor de la torre "A" de \$ 93,000 el precio no incluye la construcción del -- depósito de agua fría.

Selección de la torre de enfriamiento

Se selecciona la torre "B" construida de PRFV

porque:

- 1.- El material de construcción es resistente a la corrosión y disminuye la formación de algas y hongos.
 - 2.- Tiene menor consumo de potencia en el ventilador.
 - 3.- La reducción de velocidad por poleas y bandas tiene menos problemas de mantenimiento que el tipo -- engranes.
 - 4.- Aún cuando el precio de la torre "B" es ligeramente mayor que el de la torre "A", la torre "B" tiene una vida útil mayor debido al material de construcción.
 - 5.- Se disminuyen los problemas causados por la formación de algas y hongos.
 - 6.- La torre "B" tiene menor costo de operación anual.
- Especificación de la torre seleccionada.

ESPECIFICACION DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

Servicio: Enfriamiento de Agua

Lugar de Instalación: Cd. Delicias Chihuahua

N o. de Unidades: Una

GENERAL

Torre Tipo Tiro Forzado, Flujo cruzado (Tipo Paquete)

CONDICIONES DE DISEÑO Y OPERACION

Flujo del Agua Circulante GPM/m ³ /hr	660/150
Temperatura del Agua Caliente °F/°C (entrada)	113/45
Temperatura del Agua Fría °F/°C (salida)	93/34
Temperatura de Bulbo Húmedo de Diseño °F/°C	75/24
Altura de Bombeo de la Torre ft/mts	12.5/3.8
B.H.P. Total del Ventilador	12.5
Pérdidas por Arrastre, % del Flujo Circulante	0.2 %
Pérdidas por Evaporación (diseño)	1.35 %
Instalación de la Torre	A nivel de piso
Altura Sobre Nivel del Mar ft/mts	3821/1165
Exposición de la Torre	A ningún tipo de gas corro- sivo

DETALLES ESTRUCTURALES

No. de Celdas	Una
Ventiladores por Celda	Uno
No. Total de Ventiladores	Uno

Dimensiones Nominales de la Celda L x A ft/mts	11 x 11/3.37 x 3.37
Dimensiones Totales de la Torre L x A ft/mts	11 x 11/3.37 x 3.37
Altura-Depósito Agua Fría a Plataforma del Ventilador ft/mts	13.1/4.0
Altura de la Chimenea del Ventilador ft/mts	2.62/0.8
Altura Total de la Torre ft/mts	15.7/4.8
Dimensiones Interiores del Depósito de Agua Fría ft/mts	11 x 12.7 x 5.57/ 3.37 x 3.87 x 1.7
No. de Entradas de Agua Caliente	Dos
Diámetro Nominal	6"
Altura de las Entradas ft/mts	11.5/3.5
Acceso a la parte Alta de la Torre	Escalera Marina
Peso de la Torre Vacía lb/Kg	9460/4300
Peso de la Torre en Operación lb/Kg	15620/7100
<u>MATERIALES DE CONSTRUCCION</u>	
Miembros Estructurales	Acero Galvanizado
Cubierta	Foliéster Reforzado con Fibra de Vidrio (PRFV)
Relleno	Parrillas de Plás- tico Tipo Colgantes
Eliminadores de Arrastre	PRFV
Chimenea del Ventilador	Fibra de Vidrio
Persianas	PRFV
Distribución de Agua Tipo Material	A Gravedad Orificios de Propileno
Tuercas, Tornillos, Roldanas	Acero Galvanizado

Anciaje	Acero Galvanizado
Soporte del Equipo Mecánico	Acero Galvanizado
Depósito de Agua Fría	Concreto
Suministrado por	Comprador
<u>EQUIPO MECANICO</u>	
Ventiladores	Uno
Diámetro ft/mts	8/2.44
Número de Hojas	4
Velocidad RPM	412
BHP por Ventilador	12.5
Material de las Hojas	Fibra de Vidrio
<u>REDUCTOR DE VELOCIDAD</u>	
Tipo	Poleas y Bandas
Relación de Reducción	2
<u>MOTOR</u>	
Clase	A Prueba de Agua
Tipo	Jaula de Ardilla
Velocidad a Carga Total RPM	850
<u>CARACTERISTICAS ELECTRICAS</u>	
Fases/ciclos/volts	3/60/440-220
HP Nominal	15

5.2. SELECCION DEL EQUIPO DE REFRIGERACION

El proceso de refrigeración es usado a muchos diferentes niveles de temperatura para condensar o enfriar gases, vapores o líquidos. En el presente trabajo se usará para enfriar agua hasta 1°C.

La refrigeración es necesaria cuando el proceso requiere enfriamiento a temperaturas no confiables - disponibles de un servicio usual de agua, o de otra fuente de enfriamiento.

Tipos de Sistemas de Refrigeración

Los tres sistemas más usados son:

	RANGO °C TEMPERATURA APROXIMADA	REFRIGERANTE
I.- Vapor a Chorro	2 a 21	Agua
II.- Absorción Agua-Bromuro de Litio	4 a 21	Solución de Bromuro de Litio
Amoniaco	-40 a -1	Amoniaco
III.- Compresión Mecánica (Reciprocante o Centrifuga)	-129 a 4.5	Amoniaco, Hidrocarburos Halogenados, Propano, Etileno y otros

En general para temperaturas mayores de 0°C se sugiere vapor-a chorro o el sistema de absorción con bromuro de litio. Entre -1°C y -40°C absorción amoniaco-a agua o el sistema de compresión mecánica es indicado. Abajo de -40°C la compresión mecánica es usada.

Guías de Especificación

Usualmente la selección del sistema de refrige

ración puede ser determinado antes de preguntar a los -- proveedores, sin embargo, en caso de duda o donde varios sistemas pueden ser considerados, las preguntas deberan enviarse a todos los proveedores oferentes de sistemas - de refrigeración.

Los cálculos preliminares son usualmente prepa rados como guías.

La información final del funcionamiento es ob- tenida del proveedor del o los equipos específicos.

La evaluación de ofertas deberan incluir un a- nálisis detallado del funcionamiento, costos iniciales y costos de operación.

Como se mencionó anteriormente varios tipos de sistemas de refrigeración pueden ser considerados según los requerimientos indicados a continuación, por lo que - no se especificará el tipo inicialmente hasta no efec--- tuar la evaluación de las ofertas respectivas de los pro vedores.

Información Proporcionada a los Proveedores

Aplicable a

Propuesta

Lugar

Ciudad Delicias Chihuahua

Servicio

Sistema de Refrigeración
para Suministro de Agua
Helada

Datos Generales

Temperatura de Retorno Agua Helada °C/°F	8.5/47
Temperatura de Suministro Agua Helada °C/°F	1/33.8
En Operación Normal	
Carga Térmica Kcal/hr - Ton. Refrigeración	323,943 - 272.47
Capacidad m ³ /hr - GPH Agua	111.97 - 29,582.5
Tiempo de Operación hr/día	16 - 20
En Operación Máxima	
Carga Térmica Leche de Pipas Kcal/hr - Ton. Ref.	450,058 - 148.82
Capacidad m ³ /hr - GPH Agua	60 - 15,852
Tiempo de Operación hr/día	4.5
Carga Térmica Leche en Botes Kcal/hr - Ton. Ref.	300,039 - 99.22
Capacidad m ³ /hr - GPH Agua	36 - 9,511
Tiempo de Operación hr/día	6
Datos del Lugar	
Altitud MSNM	1,165
Presión Barométrica ATM/PSI	0.867/12.3
Temperatura de Bulbo Seco °C/°F	37/99
Temperatura de Bulbo Húmedo °C/°F	24/75
Localización del Equipo	Interior del Edificio
Servicios Disponibles	
Temperatura de Agua de Repuesto Nor. °C/°F	25/77

Tipo de Agua	Agua Desmineralizada Parcialmente
Presión	1.5
Temperatura de Agua de Enfriamiento Máx. °C/°F	34/93
Tipo de Agua	De Torre de Enfriamiento
Presión kg/cm ²	4
Presión de Vapor kg/cm ²	3
Eléctricidad fases/ciclos/volts	3/60/440

Notas:

1.- No se consideran consumos futuros o expansiones. El proveedor podrá sugerir la (s) modulación (es) de equipo (s).

2.- El cumplimiento con lo especificado no releva al proveedor de la responsabilidad de suministrar equipo con el diseño, mano de obra y materiales de construcción, apropiados para el correcto funcionamiento de equipo.

3.- Las cotizaciones técnicas y comerciales deberán presentarse por separado es decir deben incluirse en una sección las características técnicas -no mencionar costos- y en la otra sección los costos unitarios de los equipos, materiales, mano de obra e instalación.

4.- Información adicional: ver diagrama de balance de agua helada.

5.- La modulación de equipos para el sistema -

de refrigeración indicados en el diagrama de balance de agua helada es sólo propuesta.

De acuerdo a la información recibida de los -- proveedores se resume lo siguiente:

Comercialmente no se proporcionan sistemas de refrigeración de tipo vapor a chorro y absorción que cumplan con los requerimientos de temperatura y carga térmica, quedando sólo el sistema de refrigeración por compresión mecánica con dos opciones que son:

I.- Por Compresión Reciprocante

II.- Por Compresión Centrífuga

A continuación se evaluarán estas, por medio - de una tabla comparativa técnica y una tabla comparativa económica.

TABLA COMPARATIVA TECNICA

CONCEPTO	SISTEMA DE REFRIGERACION	
	COMPRESION MECANICA RECIPROCANTE	COMPRESION CENTRIFUGA
Sistema de Compresión		
Servicio	Compresión Continua	Compresión Continua
Número de Unidades	5	2
Capacidad Proporcionalada Toneladas Refrigeración	100.4	275
Capacidad Kw		950
Potencia al Freno DHP	128.6	
Potencia de Motor HP	150	
Lubricación	Aceite	Aceite
Enfriamiento por/GPM/ Presión Máx. PSIG	Agua/45.44/60	El mismo Refrigerante
Gas Refrigerante	Amoniaco R-717	Triclorofluoro- metano R-11
Temperatura de Succión °C/°F	-9.4/15	-6.7/20
Temperatura de Descarga °C/°F	105/222	38/190
Presión de Succión Kg/cm ² /(PSIG)	1.99/28.4	1.25/17.8
Presión de Descarga Kg/cm ² /(PSIG)	11.67/166	7.5/107
Acoplamiento Motor Compresor	Polea-Danda	Por Engranés
Sistema de Condensación		
Servicio	Condensación de Amoniaco	Condensación de R-11

Número de Unidades	4	2
Localización del Equipo	Interior del Edificio	Acoplado-Interior del Edificio
Tipo	Condensador Evaporativo	Tubo-Coraza
Capacidad Proporcionada Ton-Refrigeración	117	275
Enfriamiento	Aire-Agua	Agua de Enfriamiento
Agua de Enfriamiento Requerida m ³ /hr/GPM	0.55/2.45 Recirculada	218.3/962.5
Capacidad de Bomba Recirculación Agua LPM/GPM	953/252	
Cantidad	1	
Potencia HP	2	
Capacidad de Ventiladores ft ³ /min aire	38,300	
Cantidad	2	
Potencia de Motor HP	15	
Recipiente de Refrigerante		
Servicio	Almacenamiento R-717 Liquido	
Número de Unidades	1	
Capacidad m ³	4.34	
Enfriador en Consumo Normal		
Servicio	Enfriamiento Continuo de Agua	Enfriamiento Continuo de Agua
Número de Unidades	1	1
Localización de Equipo	Interior del Edificio	Unidad Acoplada Interior del Edificio

Tipo	Serpentin-Tanque	Tubo-Coraza
Capacidad m ³ /hr - GPH	111.97-25,582.4	111.97-25,582.4
Capacidad Ton-Refrigeración	275	275
Temperatura de Entrada de Agua °C/°F	8.5/47	8.5/47
Temperatura de Salida de Agua °C/°F	1/33.8	2/35.6
Cantidad de Agitadores con Propela	2	
Cantidad de Motores	2	
Potencia de Motor-Agitador HP	3	
Enfriador en Consumo Máximo		
Servicio	Enfriamiento Intermitente Agua	Enfriamiento Intermitente Agua
Número de Unidades	1	1
Localización de Equipo	Interior del Edificio	Unidad Acoplada Interior del Edificio
Tipo	Banco Hielo Serpentin-Tanque	Tubo-Coraza
Capacidad m ³ /hr-GPH	96-363,360	96-363,360
Capacidad Ton-Refrigeración	80	275
Capacidad Kg Hielo/hr	48,000	
Temperatura de Entrada Agua °C/°F	8.5/47	8.5/47
Temperatura de Salida Agua °C/°F	1/33.8	2/35.6
Tiempo de Regeneración hr 16		
Refrigerante Utilizado en el Sistema	Amoniaco R-717	Triclorofluorometano R-11

Flujo Promedio Lb/min/ Ton Ref.	0.446	3.24
Flujo Promedio CFM/Ton Ref.	4.07	45.2

Comentarios:

1.- El número de compresores reciprocantes es mayor que los de tipo centrífugo, operando cuatro del ti po reciprocante normalmente y quedando uno en caso de emergencia o mantenimiento, existiendo mayor posibilidad de modulación por ser de igual capacidad que en los de - tipo centrífugo, los cuales son de capacidad mayor y se encuentran incorporados a cada unidad de refrigeración - por lo que en caso de emergencia no existirá modulación y es necesario dejar fuera de operación la unidad de refrigeración respectiva sin cubrir por consiguiente la de manda máxima de agua helada.

2.- Al ser mayor el número de compresores reci procantes y al no estar acoplados a la unidad de refrige ración se requiere mayor espacio y cantidad de tubería - de interconexión así como mayor número de accesorios. Deberá complementarse este punto con factores económicos.

3.- El aceite fugado de la lubricación es solu ble con todos los refrigerantes excepto en amoniaco, es to puede crear espumeo y una condición de compresión in satisfactoria para compresores reciprocantes. Esto no - es un problema serio en máquinas centrífugas excepto que estos repercutiran en la condensación en el condensador.

En el sistema de amoniaco el aceite se asentará y podra ser purgado en los puntos bajos del sistema, como tanque, evaporador etc.

4.- El compresor centrífugo presenta la ventaja de ser enfriado por el propio refrigerante, no siendo explosivo ni tóxico en caso de fuga, además de no requerir conexiones exteriores.

5.- El compresor de tipo pistón presenta un acoplamiento por polea y bandas que permite el empleo de un motor con velocidades de rotación más elevadas que las del compresor, también permite modificar el caudal del compresor variando las revoluciones de este, mediante un cambio en la polea del rotor, por consiguiente se puede ampliar la modulación.

El compresor centrífugo tiene acoplamiento directo, con lo que se obtiene una igualdad de velocidad de rotación entre compresor y motor, además de ofrecer un conjunto más rígido y reducido de dimensiones, sin vibraciones y silencioso, lo que permite situar al grupo sin cimentación y sobre la unidad de refrigeración.

6.- El número de condensadores en el sistema de refrigeración de tipo recíprocante es mayor que en el

de tipo centrífugo, teniendo así una mayor posibilidad de modulación en caso de emergencia y mantenimiento, sin embargo al ser mayor el número y al no estar acoplados a la unidad de refrigeración se requiere mayor espacio y cantidad de tubería de interconexión, así como mayor número de accesorios.

7.- El condensador de tubo y coraza requiere grandes cantidades de agua de enfriamiento dependiendo por lo tanto de este servicio, esto implica el aumento de la capacidad de la torre de enfriamiento y por tanto el costo, además requiere mayor mantenimiento con la suspensión de su servicio por la formación de incrustaciones que reducen su capacidad. Este condensador se encuentra acoplado a la unidad de refrigeración y no presenta pérdidas de agua por formar parte de un sistema cerrado, además no posee partes en movimiento.

El condensador de tipo evaporativo es de tamaño compacto y no depende del agua de la torre de enfriamiento, su mantenimiento se puede efectuar durante su operación sin la suspensión del servicio, presenta partes en movimiento como motor-ventilador y motor-bomba de recirculación, con la consiguiente posibilidad de falla, solucionándose esto por la modulación de los mismos, estos equipos tienen pérdidas de agua por purgas continuas y evaporación.

Deberá complementarse este punto con factores económicos.

8.- El sistema de refrigeración de tipo centrífugo no requiere un recipiente independiente para el refrigerante condensado por ser un sistema integral, con el respectivo ahorro en espacio y cantidad de tubería de interconexión y accesorios.

9.- El número de enfriadores para el consumo normal de agua helada es el mismo y de igual capacidad - pero la temperatura del agua suministrada por el enfriador de tipo serpentín-tanque abierto es menor en un grado centígrado a la proporcionada por el de tubo y coraza.

El enfriador de tipo serpentín-tanque abierto requiere mayor espacio y cantidad de tubería de interconexión y accesorios que el de tubo y coraza que es un sistema integral.

Deberá complementarse este punto con factores económicos.

10.- El número de enfriadores para el consumo máximo de agua helada es el mismo y de igual capacidad - pero las toneladas de refrigeración se reducen en el enfriador de tipo banco de hielo puesto que estas se distribuyen en un tiempo de regeneración de 16 horas, por este motivo este enfriador tiene suficiente tiempo para almacenar hielo durante las horas en las que éste no es requerido para el enfriamiento del agua.

Además la temperatura del agua suministrada -- por éste es menor en un grado a la suministrada por el --

enfriador de tubo y coraza.

El banco de hielo requiere mayor espacio y cantidad de tubería de interconexión y accesorios que el de tubo y coraza que es un sistema integral.

11.- Los flujos promedio por tonelada de refrigeración de los refrigerantes son un índice de los calores latentes del refrigerante, a grandes calores latentes bajos flujos de refrigerante. Como se puede observar, se requiere un flujo mayor de refrigerante R-11 que de amoníaco, repercutiendo esto en el costo de la carga de refrigerante la cual será mayor para el tipo R-11.

El triclorofluorometano -R11- es inflamable y no es tóxico. El amoníaco no requiere equipo protegido para explosión pero requiere cuidado en su manejo por ser tóxico.

En condiciones de humedad, el R-11 establece condiciones ácidas y al amoníaco no le afecta mucho, excepto que modifica la relación temperatura-presión.

TABLA COMPARATIVA ECONOMICA

Inversión Inicial en el Sistema de Refrigeración de Agua.

CONCEPTO	SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION MECANICA RECIPROCANTE			SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION MECANICA CENTRIFUGA		
	NUMERO UNIDADES	COSTO UNITARIO PESOS	COSTO TOTAL PESOS	NUMERO UNIDADES	COSTO UNITARIO PESOS	COSTO TOTAL PESOS
Sistema de Compresión						
Compresor-Motor	5	870,757	4,353,785	2		Incluido
Arrancador Magnético	5	185,230	926,150	2		Incluido
Polea y Bandas	5	21,040	105,200			
Separador de Aceite	5	195,230	976,150			
Lote Válvulas Instrum.	5	104,108	520,540			
Subtotal			6,881,825			Incluido
Sistema de Condensación						
Condensador c/accesorios	4	748,223	2,992,892	2		Incluido
Arrancador Magnético 15 HP	4	29,112	116,448			
Arrancador Magnético 3 HP	4	8,964	35,856			

Lote Válvulas Instrum.	4	71,258	285,032		
Subtotal			3,430,228		Incluido
Almacenamiento Refrigerante					
Recipiente	1	120,310	120,310		
Lote Válvulas Inst.	1	162,105	162,105		
Subtotal			282,415		
Sistema Enfriamiento					
Enfriador Continuo				1	10,989,018 10,989,018
Tanque con Serpentin	1	527,830	527,830		
Agitador-Motor	2	85,312	170,624		
Arrancador Magnético	2	15,722	31,444		
Lote Válvulas Inst.	1	364,811	364,811		
Subtotal		1,094,709			10,989,018
Enfriador Intermitente				1	10,989,018 10,989,018
Tanque con Serpentin	1	527,830	527,830		
Agitador-Motor	2	85,312	170,624		
Arrancador Magnético	2	15,722	31,444		

Lote Válvulas Inst.	1	303,412	303,412	
Subtotal			1,113,310	10,989,018
Total de Equipo			12,801,987	21,978,036
Instalación de Equipo			2,376,594	659,341
Inversión Inicial Total			15,178,581	22,637,377
Costo Operación Normal Anual			4,022,290	9,834,766
Costo Operación Máxima Anual			4,897,810	14,141,770

Costos de Operación Anuales

Costos Variables Anuales:

Costo de Operación del Sistema de Refrigeración
por Compresión Mecánica Recíprocante.

I Por Compresor

$$\underline{128.6 \text{ BHP}} = 1.28 \text{ BHP/Ton/hr} \\ 100.4 \text{ Ton/hr}$$

$$1.28 \frac{\text{BHP}}{\text{Ton/hr}} \times 0.746 \frac{\text{Kw}}{\text{BHP}} = 0.954 \frac{\text{Kw-hr}}{\text{Ton}}$$

Considerando a 1.20 pesos el Kw-hr

$$0.954 \frac{\text{Kw-hr}}{\text{Ton}} \times 1.20 \frac{\text{pesos}}{\text{Kw-hr}} = 1.145 \frac{\text{pesos}}{\text{Ton}} \times 90 \frac{\text{Ton}}{\text{hr}} = 103.05 \frac{\text{pesos}}{\text{hr}}$$

Costo de energía de bombeo de agua de enfriamiento por
compresor.

$$45.44 \frac{\text{Gal}}{\text{min}} \text{ a } 60 \text{ PSIG} = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{BHP} = \frac{\text{GPM} \times \text{H}}{3,960 \times \eta} \quad \text{Donde H} = \text{Presión en ft agua}$$

$$60 \text{ PSIG} = 138.6 \text{ ft}$$

$$\eta = \text{Eficiencia} = 0.65$$

$$\text{BHP} = \frac{45.44 \times 138.6}{3,960 \times 0.65} = 2.44$$

$$2.44 \frac{\text{BHP}}{\text{BHP}} \times 0.746 \frac{\text{Kw}}{\text{BHP}} = 1.825 \text{ Kw} \times 1.20 \frac{\text{pesos}}{\text{Kw-hr}} = 2.19 \frac{\text{pesos}}{\text{hr}}$$

Costos en Operación Normal por Compresores

Por Compresión:

$$103.05 \frac{\text{pesos}}{\text{hr/comp}} \times 3 \text{ compresores} = 309.15 \text{ pesos/hr}$$

Por Bombeo de Agua:

$$2.19 \frac{\text{pesos}}{\text{hr/comp}} \times 3 \text{ compresores} = \underline{6.57 \text{ pesos/hr}}$$

$$315.72 \text{ pesos/hr Total}$$

Costos en Operación Máxima por Compresores.

Por Compresión:

$$103.5 \text{ pesos} \times 4 \text{ compresores} = 412.2 \text{ pesos/hr} \\ \text{hr/comp}$$

Por Bombeo de Agua:

$$2.19 \text{ pesos} \times 4 \text{ compresores} = \underline{8.76} \text{ pesos/hr} \\ \text{hr/comp} \qquad \qquad \qquad 420.96 \text{ pesos/hr} \quad \text{Total}$$

II Por Condensador Evaporativo

Ventilador de Aire

$$15 \text{ HP} \times \underline{0.7475 \text{ Kw}} = 11.21 \text{ Kw} \\ \text{HP}$$

Considerando a 1.20 pesos el Kw-hr

$$11.21 \text{ kw} \times 1.20 \text{ pesos} = 13.45 \text{ pesos/hr} \\ \text{Kw-hr}$$

Bomba de Recirculación de Agua

$$2 \text{ HP} \times \underline{0.7475 \text{ kw}} = 1.495 \text{ Kw} \\ \text{HP}$$

Considerando a 1.20 pesos el Kw-hr

$$1.495 \text{ kw} \times 1.20 \text{ pesos} = 1.79 \text{ pesos/hr} \\ \text{kw-hr}$$

Costos en Operación Normal por Condensadores

Por Ventilador:

$$13.45 \text{ pesos} \times 3 \text{ condensadores} = 40.35 \text{ pesos/hr} \\ \text{hr/cond}$$

Por Bombeo de Agua:

$$1.79 \text{ pesos} \times 3 \text{ condensadores} = \underline{5.37} \text{ pesos/hr} \\ \text{hr/cond} \qquad \qquad \qquad 45.72 \text{ pesos/hr} \quad \text{Total}$$

$$7,336.20 \frac{\text{pesos}}{\text{día}} \times 300 \frac{\text{días}}{\text{año}} = 2,200,860 \frac{\text{pesos}}{\text{año}}$$

Costo en Operación Máxima:

$$420.96 \frac{\text{pesos}}{\text{hr}} + 60.96 \frac{\text{pesos}}{\text{hr}} + 4.48 \frac{\text{pesos}}{\text{hr}} = 486.40 \frac{\text{pesos}}{\text{hr}}$$

$$486.4 \frac{\text{pesos}}{\text{hr}} \times 6 \frac{\text{hr}}{\text{día}} = 2,918.40 \frac{\text{pesos}}{\text{día}}$$

$$2,918.40 \frac{\text{pesos}}{\text{día}} \times 300 \frac{\text{días}}{\text{año}} = 875,520 \frac{\text{pesos}}{\text{año}}$$

Costo de Operación del Sistema de Refrigeración por Compresión Mecánica Centrífuga.

En Operación Normal

Costo por Funcionamiento

$$950 \text{ kw} \times 1.20 \frac{\text{pesos}}{\text{Kw-hr}} = 1,140 \frac{\text{pesos}}{\text{hr}}$$

$$1,140 \frac{\text{pesos}}{\text{hr}} \times 20 \frac{\text{hr}}{\text{día}} = 22,800 \frac{\text{pesos}}{\text{día}}$$

$$22,800 \frac{\text{pesos}}{\text{día}} \times 300 \frac{\text{días}}{\text{año}} = 6,840,000 \frac{\text{pesos}}{\text{año}}$$

Costo de Energía por Bombeo de Agua de Enfriamiento

$$962.5 \frac{\text{Gal}}{\text{min}} \text{ a } 60 \text{ PSIG} = 4 \frac{\text{l.g.}}{\text{cm}^2}$$

$$\text{BHP} = \frac{\text{GPM} \times \text{H}}{3,960 \times \eta} \quad \text{Donde H} = \text{Presión en ft de agua}$$

$$60 \text{ PSIG} = 138.6 \text{ ft}$$

$$\eta = \text{Eficiencia} = 0.65$$

$$\text{BHP} = \frac{962.5 \times 138.6}{3,960 \times 0.65} = 51.82$$

$$51.82 \text{ BHP} \times 0.746 \frac{\text{Kw}}{\text{BHP}} = 38.65 \text{ Kw} \times 1.20 \frac{\text{pesos}}{\text{Kw-hr}} = 46.38 \frac{\text{pesos}}{\text{hr}}$$

$$46.38 \frac{\text{pesos}}{\text{hr}} \times 20 \frac{\text{hr}}{\text{día}} = 927.60 \text{ pesos/día}$$

$$927.60 \frac{\text{pesos}}{\text{día}} \times 300 \frac{\text{días}}{\text{año}} = 278,280 \text{ pesos/año}$$

Costo Total en Operación Normal:

$$6,840,000 \frac{\text{pesos}}{\text{año}} + 278,280 \frac{\text{pesos}}{\text{año}} = 7,118,280 \frac{\text{pesos}}{\text{año}}$$

En Operación Máxima Operando Dos Enfriadores.

Costo por Funcionamiento:

$$950 \frac{\text{Kw}}{\text{enfriador}} \times 2 \text{ enfriadores} \times 1.20 \frac{\text{pesos}}{\text{Kw-hr}} = 2,280 \frac{\text{pesos}}{\text{hr}}$$

$$2,280 \frac{\text{pesos}}{\text{hr}} \times 6 \frac{\text{hr}}{\text{día}} = 13,680 \frac{\text{pesos}}{\text{día}}$$

$$13,680 \frac{\text{pesos}}{\text{día}} \times 300 \frac{\text{días}}{\text{año}} = 4,104,000 \text{ pesos/año}$$

Costo de Energía por Bombeo de Agua de Enfriamiento

$$962.5 \frac{\text{Gal}}{\text{min/unidad}} \text{ a } 60 \text{ PSIG} = 4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$962.5 \frac{\text{Gal}}{\text{min/unidad}} \times 2 \text{ unidades} = 1,925 \frac{\text{Gal}}{\text{min}}$$

$$\text{BHP} = \frac{\text{GPM} \times \text{H}}{3,960 \times \eta} \quad \text{Donde H} = \text{Presión en ft de agua}$$

$$60 \text{ PSIG} = 138.6 \text{ ft}$$

$$\eta = \text{Eficiencia} = 0.65$$

$$\text{BHP} = \frac{1,925 \times 138.6}{3,960 \times 0.65} = 103.65$$

$$103.65 \text{ BHP} \times 0.746 \frac{\text{Kw}}{\text{BHP}} = 77.32 \text{ Kw} \times 1.20 \frac{\text{pesos}}{\text{Kw-hr}} = 92.78 \frac{\text{pesos}}{\text{hr}}$$

$$92.78 \frac{\text{pesos}}{\text{hr}} \times 6 \frac{\text{hr}}{\text{día}} = 556.68 \text{ pesos/día}$$

$$556.68 \frac{\text{pesos}}{\text{día}} \times 300 \frac{\text{días}}{\text{año}} = 167,004 \text{ pesos/año}$$

Costo Total en Operación Máxima

$$4,140,000 \frac{\text{pesos}}{\text{año}} + 167,004 \frac{\text{pesos}}{\text{año}} = 4,307,004 \frac{\text{pesos}}{\text{año}}$$

Costos Fijos Anuales

Sistema de Refrigeración por Compresión Mecánica

Concepto	Reciprocante	Centrífuga
Depreciación	\$ 1,517,858	\$ 2,263,738
Mantenimiento	\$ 303,572	\$ 452,748
T o t a l	\$ 1,821,430	\$ 2,716,486

Sistema de Refrigeración de Agua Seleccionado

Después de analizar los datos técnicos y económicos el sistema de refrigeración de agua seleccionado es el de compresión mecánica tipo reciprocante por ser menor su inversión inicial en equipos y su menor costo de operación, además de las ventajas antes mencionadas en los comentarios a la tabla comparativa técnica.

A continuación se presentan las hojas de especificación del sistema de refrigeración seleccionado.

ESPECIFICACION DEL COMPRESOR

Servicio: Compresión de Amoniaco

Lugar de Instalación: Cd. Delicias Chihuahua

No. Unidades: Cinco

INFORMACION GENERAL

Tipo	Reciprocante (pistón)
Fluido Manejado	Amoniaco
Flujo Lb/m / Kg/hr	2279/1036
Peso Molecular	17
BHP	129
Velocidad de Diseño RPM	1150
Presión en la Admisión PSIA/Kg/cm ²	28.4/1.99
Temperatura en la Admisión °F/°C	15/-9.4
Presión en la Descarga PSIA/Kg/cm ²	166/11.67
Temperatura en la Descarga °F/°C	222/105.5
Relación de Compresión	5.84

DETALLES DE CONSTRUCCION

Etapas

CILINDRO

Diámetro pulgadas	5
Carrera pulgadas	4
Desplazamiento del Pistón	
Acción del Cilindro	Simple
Espacion Muerto Normal	
Boquilla de Succión pulgadas	4

Boquilla de Descarga pulgadas

3

Peso de la Unidad lb/Kg

1014/461

MOTOR

Tipo

Inducción, Jaula
de Ardilla

HP

150

RPM Máx.

1800

Características Eléctricas

Fases/ciclos/volts

3/60/220-440

SERVICIOS

Agua de Enfriamiento

De Torre de
Enfriamiento

Temperatura

93/34

Presión PSI/Kg/cm²

57/4

Flujo GPM/m³/hr

45/10.22

ACCESORIOS

Interruptor por alta temperatura de amoniaco

Interruptor por alta temperatura de agua

Interruptor por baja presión de aceite

ESPECIFICACION DE LA UNIDAD DE REFRIGERACION

Servicio: Enfriamiento de Agua

Lugar de Instalación: Cd. Delicias Chihuahua

No. de Unidades: Uno

INFORMACION GENERAL

Tipo	Enfriador Serpentin-Tanque
Capacidad Ton. Refrigeración	275
Fluido	Agua
Refrigerante	Amoniaco R-717
Agitador cantidad/RPM	2/1800
COMPRESOR	
Admisión	
Presión PSIA/Kg/cm ²	28.4/1.99
Temperatura °F/°C	15/-9.4
Descarga	
Presión PSIA/Kg/cm ²	166/11.67
Temperatura °F/°C	222/105.5
CONDENSADOR DEL REFRIGERANTE	
Flujo lb/hr/Kg/hr (3 condensadores)	7359/3345
Temperatura °F/°C	90/32
EVAPORADOR DE REFRIGERANTE	
Flujo lb/hr/Kg/hr	7359/3345
Temperatura °F/°C	90/32
Agua Enfriada lb/hr/Kg/hr	246894/112224
Temperatura Entrada °F/°C	47/8.5
Temperatura Salida °F/°C	34/1

NOTAS:

- 1.- Ver la especificación del compresor de amoníaco.
- 2.- Los agitadores están acoplados a motores de 3 HP/cada uno.
- 3.- Los condensadores son de tipo evaporativo.

ESPECIFICACION DE LA UNIDAD DE REFRIGERACION

Servicio: Enfriamiento de Agua

Lugar de Instalación: Cd. Delicias Chihuahua

No. Unidades: Uno

INFORMACION GENERAL

Tipo	Danco de Hielo
Capacidad Ton. Refrigeración	80
Fluido	Agua
Refrigerante	Amoniaco R-717
Agitador RPM	1800
COMPRESOR	
Admisión	
Presión PSIA/Kg/cm ²	28.4/1.99
Temperatura °F/°C	15/-9.4
Descarga	
Presión PSIA/Kg/cm ²	166/11.67
Temperatura °F/°C	222/105.5
CONDENSADOR DEL REFRIGERANTE	
Flujo lb/hr/Kg/hr	2140.3/973
Temperatura °F/°C	90/32
EVAPADOR DE REFRIGERANTE	
Flujo lb/hr/Kg/hr	2140.3/973
Temperatura °F/°C	90/32
Agua Enfriada lb/hr/Kg/hr	211680/96218
Temperatura Entrada °F/°C	47/8.5
Temperatura Salida °F/°C	34/1

NOTAS:

- 1.- Ver la especificación del compresor de amoniaco.
- 2.- El agitador esta acoplado a un motor de 5 HP.
- 3.- El condensador del refrigerante es tipo evaporativo.

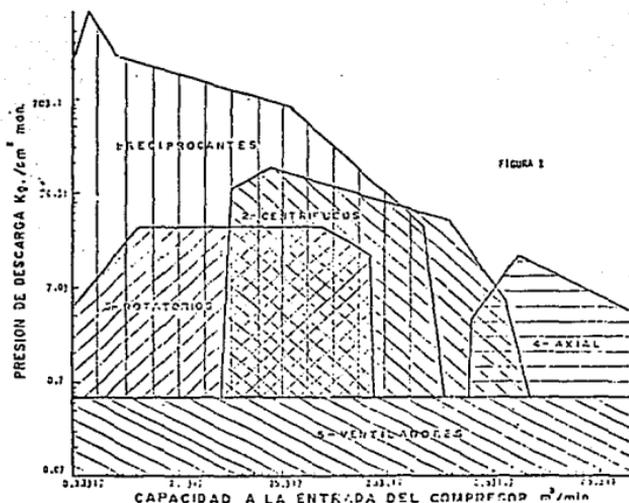
5.3. SELECCION DEL COMPRESOR DE AIRE Y EQUIPO AUXILIAR

Equipos de Compresión

La compresión de aire es una operación importante en plantas de proceso y es necesario poder especificar el tipo conveniente de equipo por su función característica.

Tipos Principales de Equipos de Compresión.

- I.- Repricantes
- II.- Centrifugos
- III.- Desplazamiento Rotatorio
- IV.- Flujo Axial
- V.- Ventiladores



Guía General de Aplicación

La figura 1 presenta una vista general de los rangos usuales de capacidad y presión de descarga para los cinco tipos de equipos de compresión mencionados -- anteriormente. El valor de la carta es para ayudar a -- establecer los tipos probables de equipos disponibles -- para la operación.

Sin embargo, como en muchas otras situaciones de proceso, hay equipos diseñados para manejar casos especiales los cuales pueden no estar indicados en la -- guía. Usualmente la capacidad de entrada, temperatura y presión, así como las condiciones a la salida y naturaleza del fluido están todas involucradas en la identificación del tipo de equipo más adecuado para la aplicación.

Guías de Especificación

Usualmente la selección del tipo básico de equipo de compresión para la operación puede ser determinado antes de preguntar a los proveedores, sin embargo, en caso de duda o donde varios tipos pueden ser considerados, las preguntas deberán enviarse a todos los proveedores oferentes de equipo.

No hay estándares de diseño entre fabricantes, por lo tanto el funcionamiento variará de acuerdo a los detalles del equipo específico y todo funcionamiento estará cercano a los requerimientos, pero ninguno podrá --

ser exacto. Este es el punto donde el conocimiento de los tipos de compresores y detalles son importantes para el ingeniero. La evaluación de ofertas deberán incluir un análisis detallado del funcionamiento, costos iniciales y costos de operación. Como se puede observar en la figura 1 varios tipos pueden ser considerados según los requerimientos indicados a continuación, por lo que no se especificará el tipo inicialmente hasta no efectuar la evaluación de las ofertas respectivas de los fabricantes.

Información Proporcionalada a los Proveedores.

Aplicable a	Propuesta
Lugar	Ciudad Delicias Chihuahua
Servicio	Aire para instrumentos y Servicios Libre de Aceite
Número de Equipos	Dos
Condiciones de Operación:	
Gas Manejado	Aire Atmosférico
Capacidad Máxima m ³ STD/min (SCFM)	8.49 (300)
Capacidad Normal m ³ STD/min (SCFM)	7.39 (261)
Condiciones a la entrada:	
Presión de Succión ATM/PSIG	0.867/12.3
Temperatura de Succión °C/°F	37/99
Teso Molecular del gas	29
Densidad Relativa	1.0

Condiciones a la Descarga:

Presión ATM/PSIG 6.8/100

Datos del Lugar:

Altitud MSNN: 1,165

Presión Barométrica ATM: 0.867

Temperatura de bulbo
Seco °C/°F 37/99

Temperatura de bulbo
Humedo °C/°F 24/75

Localización del Equipo Interior del Edificio

Servicios Disponibles:

Agua de Enfriamiento Si

Tipo de Agua Agua de Torre de Enfria-
miento

Presión Kg/cm² 4

Temperatura °C/°F 34/93

Energía Eléctrica Si

Fases/Ciclos/Volts 3/60/440

Notas:

1.- La mayor proporción del consumo de aire se utilizará para instrumentos por lo que se requiere aire libre de aceite.

2.- El número de equipos será de dos, quedando uno en caso de emergencia o mantenimiento.

3.- El consumo máximo se considera cuando operen simultáneamente las estaciones de servicio además -- del consumo normal.

4.- No se consideran consumos futuros o expansiones.

5.- La cotización incluire los accesorios requeridos.

6.- Las cotizaciones técnicas y comerciales -deberan presentarse por separado es decir deberan incluirse en una sección las características técnicas -no mencionar costos- y en la otra sección los costos unitarios de los equipos, materiales, mano de obra e instalación.

7.- Información adicional: ver diagrama de balance de aire comprimido.

De acuerdo a la información recibida de los fabricantes se tienen dos alternativas que son las siguientes:

I.- Compresor Reciprocante Tipo Pistón

II.- Compresor Rotativo Tipo Tornillo

A continuación se evaluarán estas, por medio de una Tabla Comparativa Técnica y una Tabla Comparativa Económica.

TABLA COMPARATIVA TECNICA

CONCEPTO	TIPO DE COMPRESOR	
	PISTON	TORNILLO
Servicio	Continuo	Continuo
Número de Unidades	Dos	Dos
Altitud MSNM	1,165	1,165
Tipo de Gas	Aire	Aire
Temperatura de Succión °C/°F	37/99	37/99
Presión de Succión ATM/PSI	0.867/12.3	0.867/12.3
Presión de Descarga ATM/PSIG	7.66/100	7.66/100
Entrega Efectiva Re- querida SCMM/SCFM	8.49/300	8.49/300
Entrega Efectiva Pro- porcionada SCMM/SCFM	9.62/340	8.29/293
Potencia al Freno BHP	62	67
Potencia de Motor HP	75	75
Velocidad RPM	450	3,600
Lubricación por	(pistón) No Lubricado	Aceite
Residuo de Aceite en el Aire mg/lt	0	5
Enfriamiento por	Agua	Aire-Aceite
Consumo de Agua de Enfriamiento lt/min- GPM	64-17	
Tipo de Transmisión	Polea-Bandas	Acoplamiento Directo

Accionamiento	Motor Eléctrico	Motor Eléctrico
Tipo	Inducción Jaula de Ardilla	Inducción Jaula de Ardilla
Protección Armadura	A Prueba de Goteo	A Prueba de Goteo
Velocidad RPM	1,800	3,600
Potencia HP	75	75
Voltaje volts	220-440	220-440
Frecuencia Hz	60	60
Postenfriador	Incluido	Incluido
Tipo	Tube-coraza En friado por Agua	Radeador
Capacidad SCFM/SCFH	9.62/340	8.29/293
Presión de Trabajo ATM./PSIG	7.66/100	7.66/100
Flujo de Agua de Enfriamiento lt/min GPM	64-17 Proveniente del compresor	
Material	No indicado	Aluminio
Separador de Humedad	Incluido	No indicado
Trampa de Condensados (purga)	Incluida	Incluida
Válvula de Seguridad	Incluida	No indicada
Filtro de Aceite		Incluido
Recipiente de Aire	Incluido	Incluido
Cantidad	Uno	Uno
Tipo	Vertical con Base	Vertical con Base
Presión de Trabajo ATM./PSIG	7.66/100	7.66/100
Diámetro x Altura pulg.	36 x 96	24 x 78.7

Volumen Nominal CM-CF	1.6-57	0.54-19.1
Material	Acero al Carbón A-285-C	Acero al Carbón A-285-C
Recubrimiento	Interior Resis tente Corrosión	No indicado
Válvula de Seguridad	Incluida	Incluida
Manómetro	Incluido	Incluido
Válvula de Purga	Incluida	Incluida
Indicador de Nivel de Aceite	Incluido	Incluido
Accesorios de Compresor	Incluidos	Incluidos
Filtro de Succión Tipo	Seco	Seco Cartucho de Papel
Guarda Bandas	Incluidas	
Interruptor de Pro tección Alta Tempera tura en descarga de Aire	Incluido	Incluido
Interruptor de Pro tección por Baja Presión de Agua	Incluido	
Interruptor de Pro tección por Alta Temperatura de Agua	Incluido	
Arrancador de Volta je Reducido	Para 75 HP	Para 75 HP con Lamp. Indicadoras
Válvula de Cierre Aceite		Incluida
Cimentación	Requiere	No requiere

Comentarios:

1.- El compresor de pistón cumple la entrega - efectiva requerida con un sobrediseño de 13%, mientras - que el compresor de tornillo proporciona el 97% de la en- trega efectiva requerida quedando ligeramente debajo del requerimiento.

2.- La potencia al freno es menor en el compre- sor de pistón que en el de tornillo, esto significa que es menor la potencia total requerida para comprimir y en- tregar el aire a las condiciones prefijadas incluyendo - la potencia necesaria para vencer las pérdidas de fric- ción, siendo la potencia del motor igual en las dos al- ternativas.

3.- La velocidad en el compresor de tornillo - es alta por lo que el nivel de ruido es bastante mayor - que para el compresor de pistón.

4.- El residuo, indescable de aceite en el ai- re se presenta en el compresor de tornillo no ocurriendo esto en el compresor de tipo pistón no lubricado.

5.- El compresor de pistón requiere de agua de enfriamiento, mientras que el compresor de tornillo es - enfriado por medio de aceite-aire.

La temperatura de descarga del aire del posten- friador tipo radeador depende intimamente de la tempera- tura de bulbo seco del lugar de instalación.

6.- El compresor de pistón presenta un acopla- miento por polca y bandas que permite el empleo de un mo

tor con velocidades de rotación más elevadas que las del compresor, también permite modificar el caudal del compresor variando las revoluciones de éste, mediante un cambio en la polea del rotor. El compresor de tornillo tiene acoplamiento directo, con el que se obtiene una igualdad de velocidad de rotación entre compresor y motor además de ofrecer un conjunto más rígido y reducido de dimensiones, sin vibraciones, lo que permite situar el grupo sin cimentación con el consiguiente ahorro.

7.- Los compresores pueden ser accionados por motores eléctricos o motores de combustión interna, los primeros se usan principalmente en instalaciones fijas y los segundos en instalaciones móviles comunmente.

En este caso los fabricantes ofrecen motores eléctricos de igual potencia, tipo y protección.

8.- Los dos tipos de compresor requieren de postenfriador los que difieren entre ellos, el compresor de pistón requiere un postenfriador de tubo y coraza con separador de humedad con la capacidad y presión de trabajo requerido, no requiere de mayor consumo de agua puesto que se utiliza la misma que alimenta al compresor. Este tipo de postenfriador presenta buena eficiencia de enfriamiento y separación de humedad pero depende del agua de enfriamiento.

El compresor de tornillo presenta un postenfriador tipo radeador enfriado por un ventilador impulsado

do por la flecha del rotor hembra del compresor con la capacidad y presión requerida por el compresor, no requiriendo un consumo adicional de energía eléctrica ni de agua de enfriamiento, la eficiencia de este radiador disminuye al aumentar la temperatura de bulbo seco del aire. Deberá complementarse este punto con factores económicos.

9.- Los recipientes de aire son de igual tipo y presión de operación pero varían en dimensiones y por tanto en capacidad teniendo el tanque para el compresor de pistón una reserva de 10 segundos de aire a caudal máximo requerido y el del compresor de tornillo de 4 segundos, con lo que se tiene una mayor reserva de aire y tiempo entre arranques para el compresor de pistón, sin embargo deberá complementarse este.

10.- El compresor de tornillo no requiere cimentación por las razones expuestas en el punto 6 con el consiguiente ahorro.

TABLA COMPARATIVA ECONOMICA

CONCEPTO EQUIPO	COMPRESOR TIPO PISTON			COMPRESOR TIPO TORNILLO		
	NUMERO UNIDADES	COSTO UNITA RIO PESOS	COSTO TO TAL PESOS	NUMERO UNIDADES	COSTO UNITA RIO PESOS	COSTO TO TAL PESOS
Compresor-Motor Accesorios	2	397,700	1,795,400	2	1,101,960	2,203,920
Postenfriador	2	54,760	109,520	Incluido	Incluido	Incluido
Recipiente de Aire	1	50,840	50,840	1	21,312	21,312
Instalación	2	100,000	200,000	2	20,000	40,000
Cimentación	2	20,000	40,000			
Total	9	1,123,300	2,195,760	5	1,143,272	2,265,232
Costos de Operación Anual						
Costos Variables Anuales						
Energía en Compresión	1	235,040	235,040	1	293,023	293,023
Energía en Bombeo de Agua	1	3,910	3,910			
Aceite de Reposición				1	1,572	1,572
Subtotal		238,950	238,950		294,595	294,595

Costos Fijos Anuales

Depreciación	112,330	112,330	114,327	114,327
Mantenimiento	33,699	33,699	34,298	34,298
Subtotal	146,029	146,029	148,625	148,625
Total	384,979	384,979	443,220	443,220

Comentarios:

1.- Se observa una diferencia a favor del compresor recíprocante de \$ 69,472 en la inversión inicial y \$ 55,645 en los costos de operación anual.

Determinación de los Costos de Operación Anuales
Costos Variables Anuales

Costos de operación del compresor recíprocante tipo pistón, sólo operará un compresor normalmente.

$$\frac{62 \text{ BHP}}{340 \text{ SCFM}} = 0.182 \frac{\text{BHP}}{\text{SCFM}}$$

Considerando que el compresor trabaja 16 hr/día y 300 días/año.

El aire comprimido usado en un año es:

$$\text{Consumo máximo } 481.75 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \times 35.31 \frac{\text{ft}^3}{\text{m}^3} \times \frac{1 \text{ hr}}{60 \text{ min}} = 283.5 \text{ NCFM}$$

Tomado del Balance.

Transformado a condiciones standard

$$P = 14.7 \text{ PSI} \quad T = 60^\circ\text{F}$$

$$V_2 = \frac{P_1 V_1 T_2}{P_2 T_1} \quad V_2 = \frac{V_1 T_2}{T_1} = 283.5 \times \frac{520}{492} = 299 \text{ SCFM}$$

$$229 \frac{\text{SCF}}{\text{min}} \times 60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} \times 16 \frac{\text{hr}}{\text{día}} \times 300 \frac{\text{días}}{\text{año}} = 86,284,800 \text{ SCF}$$

Consumo de energía en compresión

$$0.182 \frac{\text{BHP}}{\text{SCFM}} \times 0.746 \frac{\text{Kw}}{\text{BHP}} = 0.136 \frac{\text{Kw-min}}{\text{SCF}} \times 1 \frac{\text{hr}}{60 \text{ min}} = 0.00227 \frac{\text{Kwhr}}{\text{SCF}}$$

$$0.00227 \frac{\text{Kw-hr}}{\text{SCF}} \times 86,284,800 \frac{\text{SCF}}{\text{año}} = 195,866.5 \frac{\text{Kw-hr}}{\text{año}}$$

Considerando a 1.20 pesos/Kw-hr

$$195,666.5 \frac{\text{Kw-hr}}{\text{año}} \times 1.20 \frac{\text{pesos}}{\text{Kw-hr}} = 235,040 \frac{\text{pesos}}{\text{año}}$$

Consumo de energía para bombear 17 GPM de agua de enfriamiento a una presión de 60 PSIG = 4 Kg/cm²

$$\text{BHP} = \frac{\text{GPM} \times \text{H}}{3,960 \times \text{E}}$$

Donde:

$$\begin{aligned} \text{H} &= \text{Presión en ft de agua GOPSI} = 138.16 \text{ ft} \\ &= \text{Eficiencia} = 0.65 \end{aligned}$$

$$\text{BHP} = \frac{17 \times 138.16}{3,960 \times 0.65} = 0.91$$

$$0.91 \text{ BHP} \times \frac{16 \text{ hr}}{\text{día}} \times 300 \frac{\text{días}}{\text{año}} = 4,368 \text{ BHP-hr} = 3,258 \frac{\text{Kw-hr}}{\text{año}}$$

$$3,258 \frac{\text{Kw-hr}}{\text{año}} \times 1.20 \frac{\text{pesos}}{\text{Kw-hr}} = 3,910 \text{ pesos/año}$$

Total de costos de operación

	Pesos/año
Consumo de energía en el compresor	235,040
Consumo de energía para bombeo	<u>3,910</u>
Total	238,950

Para obtener el costo de cimentación se considera 10,000 pesos/m³, la cimentación del compresor requiere 2 m³. 10,000 $\frac{\text{pesos}}{\text{m}^3} \times 2 \text{ m}^3 = 20,000 \text{ pesos}$

Costos de operación del compresor rotativo ti

po tornillo, sólo operará un compresor normalmente.

$$\frac{67 \text{ BHP}}{293 \text{ SCFM}} = 0.228 \frac{\text{BHP}}{\text{SCFM}}$$

Considerando que el compresor trabaja 16 hr/día y 300 días/año.

El aire comprimido usado en un año será:

$$299 \frac{\text{SCF}}{\text{min}} \times 60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} \times 16 \frac{\text{hr}}{\text{día}} \times 300 \frac{\text{días}}{\text{año}} = 86,234,800 \text{ SCF}$$

Consumo de energía en compresión

$$0.228 \frac{\text{BHP}}{\text{SCFM}} \times 0.746 \frac{\text{Kw}}{\text{BHP}} = 0.17 \frac{\text{Kw-min}}{\text{SCF}} \times \frac{\text{hr}}{60 \text{ min}} = 0.00283 \frac{\text{Kw-hr}}{\text{SCF}}$$

$$0.00283 \frac{\text{Kw-hr}}{\text{SCF}} \times 86,234,800 \frac{\text{SCF}}{\text{año}} = 244,186 \text{ Kw-hr/año}$$

Considerando a 1.20 pesos/Kw-hr

$$244,186 \frac{\text{Kw-hr}}{\text{año}} \times 1.20 \frac{\text{pesos}}{\text{Kw-hr}} = 293,023 \frac{\text{pesos}}{\text{año}}$$

Consumo de aceite de lubricación

Se repondra el aceite que arrastra el aire comprimido.

$$5 \frac{\text{mg}}{\text{m}^3 \text{aire}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{35.31 \text{ ft}^3} = 0.142 \text{ mg/ft}^3$$

En un año

$$0.142 \text{ mg/CF} \times 86,234,800 \text{ CF/año} = 12,352,442 \text{ mg/año} = 12.25 \text{ Kg/año}$$

$$12.2 \frac{\text{Kg}}{\text{año}} \times \frac{1}{0.93} = 13.1 \text{ Lts aceite}$$

Considerando a 120 pesos/ litro

$$13.1 \text{ Lts} \times 120 \frac{\text{pesos}}{\text{lt}} = 1,572 \text{ pesos/año}$$

Total de costos de operación

	Pesos/año
Consumo de energía en compresión	293,023
Consumo de aceite para reposición	<u>1,572</u>
Total	294,595

Compresores y Accesorios Seleccionados

Después de analizar los datos técnicos y económicos los compresores y accesorios seleccionados son los del compresor recíprocante tipo pistón por ser menor su inversión inicial en equipos y su menor costo de operación, además de las ventajas antes mencionadas en los comentarios a la tabla comparativa técnica.

A continuación se presenta la hoja de especificación final del compresor y accesorios.

ESPECIFICACION DEL COMPRESOR

Servicio: Aire Comprimido para Planta e Instrumentos

Lugar de Instalación: Cd. Delicias Chihuahua

No. de Unidades: Dos

INFORMACION GENERAL

Tipo	Reciprocante No Lubricado
Fluido Manejado	Aire
Flujo	
Normal NCFH/NMCH	14830/420
Máximo NCFH/NMCH	17009/481.7
Peso Moléculas	29
BHP	62
Velocidad de Diseño RPM	450
Presión en la Admisión PSIA/Kg/cm ²	12.7/0.896
Temperatura en la Admisión °F/°C	99/37
Presión en la Descarga PSIA/Kg/cm ²	112.3/7.896
Relación de Compresión	8.81
Relación CP/CV	1.4

DETALLES DE CONSTRUCCION

Etapas	Una
CILINDRO	
Diámetro pulgadas	12
Carrera pulgadas	9
Desplazamiento del Pistón ft ³ /lt	524.6/14854.5
Acción del Cilindro	Doble
Espacio Muerto Normal	8.4 %

Boquilla de Succión pulgadas	5
Boquilla de Descarga pulgadas	5
Peso de la Unidad lb/Kg	4904/2224

MOTOR

Tipo	Inducción, Jaula de Ardilla
HP	75
RPM Máx.	1770

Características Eléctricas

Fases/ciclos/volts	3/60/220-440
--------------------	--------------

SERVICIOS

Agua de Enfriamiento	De Torre de Enfriamiento.
Temperatura °F/°C	93/34
Presión PSI/Kg/cm ²	57/4
Flujo GPM/m ³ /hr	17.6/4

ACCESORIOS

- Interruptor por Alta Temperatura del aire
- Interruptor por Alta Temperatura de agua
- Interruptor por Baja Presión de aceite

Secador

Los secadores son equipos destinados a tratar el aire o los gases comprimidos, para reducir en ellos su contenido de vapor de agua; así, si sufren un enfriamiento posterior, hasta alcanzar una determinada temperatura límite -temperatura de rocío- no presentan ninguna condensación.

El secador constituye la última etapa en la depuración del aire y presenta las siguientes ventajas:

- 1.- Punto de rocío constante, independiente del flujo.
- 2.- El costo de instalación de la red de aire comprimido se reduce, dado que se eliminan los elementos adicionales necesarios en una instalación convencional.
- 3.- Los gastos de mantenimiento de la maquinaria y herramienta se reducen.
- 4.- Se evita la corrosión.
- 5.- Gastos de funcionamiento, incluyendo amortización muy reducidos -5 a 10%- de los costos totales de la producción del aire comprimido.

Los Secadores pueden ser:

Secadores Frigoríficos

Secadores de adsorción

Los primeros tienen un amplio campo en la industria en general; los de adsorción son apropiados pa-

ra suministrar aire seco a:

Instrumentación Neumática

Transporte Neumático de productos a granel

Higroscópicos

Industrias Químicas y Petroquímicas

Protección de Circuitos Eléctricos

La tabla siguiente resume los resultados comparativos establecidos para los distintos sistemas de secado.

TABLA COMPARATIVA DE SISTEMAS DE SECADO DE AIRE

FACTOR	SERVICIO	CONDENSACION FRIGORIFICA				ADSORCION CON REGENERACION DE DESHIDRATANTE			
		1	2	2	2	2			
No. Torres		1	2	2	2	2			
Deshidratante		Evaporador Frigorífico	GP-GEL	Alumina	Alumina	Alumina	Tamices Moleculares		
Regeneración			Baja Temperatura	Media Temperatura	Sin Calor	Alta Temperatura			
Punto de Rocío °C e P. oper		+2 - +10	- 40	- 40	- 40	- 40			
Energía Eléctrica		Si	No	Si	No	Si			
Perdida de Fluido		No	No	Según Punto de Rocío	Si	Si			
Utilización		General por Punto de Rocío medio	Instrumentación	Todas las Aplicaciones	Todas las Aplicaciones	Procesos Especiales			
Poder de Adsorción %			10 - 15	30	30				
Costo de Compra		Bajo	Medio	Medio	Bajo	Alto			
Costo de Servicio		Bajo	Nulo	Bajo	Medio	Alto			
Costo de Mantenimiento		Medio	Bajo	Bajo	Medio	Medio			
Factor Personal		Medio	Bajo	Medio	Bajo	Alto			

Comentarios:

1.- No se considera el uso de un secador frígido puesto que los puntos de rocío que se obtienen -- son aproximadamente de +2 a +10°C, presentándose en Ciudad Delicias Chihuahua temperaturas menores a 0°C en invierno, que podrían ocasionar problemas de condensación.

2.- No se considera el uso de un secador de adsorción por tamices moleculares porque aunque cumple técnicamente su regeneración se efectúa a altas temperaturas con el consiguiente aumento en los costos de servicio, además de tener un costo de compra alto.

3.- No se considerará el uso de un secador de adsorción con alumina regenerada sin calor porque a pesar que cumple técnicamente existe mayor pérdida de flujo y mayores costos de servicio y mantenimiento que su similar regenerado a media temperatura.

4.- No se considera el uso de un secador de adsorción con G1-GEL por no ser un adsorbente muy comercial en México.

5.- El equipo deberá estar formado por dos elementos secadores gemelos, cada uno con su respectiva carga de adsorbente del tipo alumina activada, de tal manera que mientras uno de los elementos efectúa su regeneración el otro se mantiene en operación. Sus ventajas y limitaciones pueden observarse en la tabla anterior.

Después de haberse determinado el tipo de secador se presenta la información proporcionada a los proveedores.

Información Proporcionada a los Proveedores.

Aplicable a	Propuesta
Equipo Requerido	Secador de Aire
Servicio	Continuo Aire para instrumentos
Número de Unidades	Una
Datos del Lugar	
Lugar de Instalación	Ciudad Delicias Chihuahua
Altitud MSNM	1,165
Temperatura de Dulbo Seco °C/°F	37/99
Temperatura de Dulbo Húmedo °C/°F	24/75
Presión Barométrica ATM/PSI	0.367/12.3
Localización del Equipo	Interior del Edificio
Servicios Disponibles	
Eléctricidad fases/ciclos/ volts	3/50-60/440-220
Datos Generales	
Tipo	Secador por Adsorción
Capacidad de Operación Requerida SCFM	261
Temperatura del Aire a la Entrada °C/°F	37/99
Presión del Aire a la Entrada PSIG	100
Humedad a la Entrada P. admisión	Saturado 0.005 Kgagua/Kg aire seco.
Punto de Rocio Requerido °C/°F	-40/-40
Desecante	Alumina o Equivalente

Notas:

1.- Todo el equipo debera ser de un diseño compacto y resistente, capaz de dar servicio continuo, seguro y económico.

2.- El cumplimiento con lo especificado no releva al proveedor de la responsabilidad de suministrar equipo con el diseño, mano de obra y materiales de construcción, apropiados para el correcto funcionamiento del equipo.

3.- El secador de aire comprendera todas las partes necesarias y accesorios incluyendo pero no limitandose a lo siguiente:

Cámaras de Adsorción

Base y Soporte para las Cámaras

Carga de Desecante para las Cámaras

Tres filtros y postfiltros

Accesorios e Instrumentos necesarios para proporcionar seguridad, eficiencia y una operación satisfactoria.

Tablero de Control Local

Tubería Integral a la Unidad

Pintura y Pruebas

4.- Las cotizaciones técnicas y comerciales deberan presentarse por separado, es decir deberan incluirse en una sección los costos unitarios de los equipos, materiales etc.

5.- Para información adicional ver diagrama de balance de aire comprimido.

Despues de analizar la información proporcionada por los proveedores se obtiene la especificación final que se presenta a continuación.

Especificación del Secador

Lugar de Instalación	Ciudad Delicias Chihuahua
Servicio	Continuo
Número de Unidades	Una
Datos del Lugar	
Altitud MSNM	1,165
Temperatura de Bulbo Seco OC/OF	37/99
Temperatura de Bulbo Húmedo OC/OF	24/75
Presión Barométrica ATM/PSI	0.867/12.3
Localización del Equipo	Interior del Edificio
Servicios Disponibles	
Eléctricidad fases/ciclos/ volts	3/50-60/440-220
Datos Generales	
Tipo	Secador por Adsorción
Capacidad de Operación Requerida SCFM	261
Capacidad Máxima Proporcionada SCFM	275
Temperatura del Aire a la Entrada OC/OF	37/99

Temperatura del Aire a la Salida °C/°F	37/99
Presión de Aire a la Entrada PSIG	100
Presión de Aire a la Salida mín PSIG	95
Humedad a la Entrada 100 PSIG	Aire Saturado 0.005 Kgagua/Kgaire seco
Punto de Rocio °C/°F 100 PSIG	-40/-40
Punto de Rocio °C/°F 1 ATM	-57/-57
Cámaras de Secado	
Cantidad	Dos
Material del Soprte Lecho Secante	Acero Inoxidable
Caída de Presión Máxima PSIG	5
Desecante	Alumina Activada
Tipo	II - 151
Tamaño de Partícula en Milímetros	2-5
Protección	Amortiguador de Alumina
Sistema de Regeneración	Resistencias Eléctricas
Purga de Humedad por	Recirculación de Aire y Resistencias Eléctricas
Presión de Purga PSIG	100
Calentadores para Regeneración	
Cantidad	2
Tipo	Eléctrico Sumergidos en Adsorbente
Conexión de Potencia Kw	2

Accesorios

Prefiltro y Postfiltro
 Válvulas de Seguridad
 Válvulas Diversificadoras
 de Flujo
 Soporte de Secador
 Panel de Control
 Relevador de Tiempo
 Alarma por Falla de Equipo
 Interruptor de Alta
 Temperatura
 Luces Indicadoras
 Indicador de Presión
 Indicador de Flujo

Inversión Inicial

Costo del Equipo

El costo del secador especificado anteriormente es de 531,428 pesos.

Inversión Inicial en Equipos para Generación de
 Aire Comprimido para Planta e Instrumentos.

No se incluyen la instalación ni cimentación

CONCEPTO	NUMERO UNIDADES	COSTO UNITA RIO PESOS	COSTO TOTAL PESOS
Compresor de Pistón c/accesorios	2	397,700	1,795,400
Postenfriador	2	54,760	109,520
Recipiente de Aire	1	50,840	50,840
Secador de Aire	1	531,428	531,428
Inversión Inicial Total			2,487,188

5.4. SELECCION DEL DESMINERALIZADOR PARCIAL

El proceso que se usara para desmineralizar el agua es por medio de resina catiónica ciclo sodio, las razones son las siguientes:

1.- El volumen que se maneja es relativamente pequeño, $60 \text{ m}^3/\text{hr}$.

2.- La dureza que se obtiene es de 2 ppm como Ca CO_3 , la cual no es posible alcanzar con el proceso de cal-carbonato. La dureza que se obtiene en el proceso de cal-carbonato es de 50 - 60 ppm en frío y 15 -30 ppm en caliente.

3.- La operación y el mantenimiento del desmineralizador parcial mediante resinas es más sencillo y económico, que el equipo para el proceso de cal-carbonato.

4.- El tiempo que requiere la desmineralización parcial en el proceso cal-carbonato es mucho mayor (4 horas aproximadamente) que el utilizado en la desmineralización por resinas (proceso instantaneo).

5.- Los equipos para desmineralización parcial por el proceso cal-carbonato son más grandes y más costosos que los equipos que utilizan resinas de intercambio iónico. El proceso cal-carbonato se emplea generalmente para manejar grandes volúmenes de agua como -- por ejemplo en refinerías y para abastecimiento de agua

municipal. El proceso cal-carbonato actualmente no es muy empleado debido principalmente a la inversión inicial elevada y a el alto costo de los reactivos.

Linitaciones:

Las resinas de intercambio iónico no deben usarse con aguas que tengan turbiedad mayor a 10 ppm, debido a que los materiales suspendidos se acumulan en la resina y le restan eficiencia.

Una de las principales desventajas de la desmineralización parcial es que no disminuye el contenido de sólidos totales.

Información Proporcionada al Proveedor.

EQUIPO: Desmineralizador parcial de agua por medio de resina catiónica ciclo sodio

SERVICIO: Agua desmineralizada para proceso y alimentación a calderas

No. UNIDADES: Dos

LUGAR DE INSTALACION: Cd. Delicias Chihuahua

DATOS DE DISEÑO

Flujo de Agua Cruda	Normal	57.07	m ³ /hr
	Máximo	60	m ³ /hr
Dureza del Agua Cruda	480 ppm como CaCO ₃		
Dureza del Agua Desmineralizada	Máx 2 ppm como CaCO ₃		
Sodio en el Agua Cruda	1025 ppm como CaCO ₃		
Calcio en el Agua Cruda	360 ppm como CaCO ₃		
Temperatura del Agua	25°C		
Regenerante a Usar	NaCl		
Tiempo de Operación entre Regeneraciones	12 hrs		
Energía Eléctrica Disponible	440-220 volts/3φ/60 Hz		
Material de Construcción	Acero al carbón con recubrimiento interno anti-corrosivo		

Notas:

- 1.- Para información de flujos ver balance de agua.

2.- Los equipos desmineralizadores deberan ser de operaci3n autom3tica o semi-autom3tica.

3.- Se deber3 incluir un tanque para la soluci3n de salmuera al 24%.

4.- Los equipos se diseñaran de acuerdo al c3digo ASME para recipientes a presi3n.

De la informaci3n recibida del proveedor se - obtiene la inversi3n inicial y la especificaci3n del equipo.

Inversi3n Inicial

EQUIPO	No. UNIDADES	PRECIO
Desmineralizador Semi-automatico	2	\$ 2,576,000
Tanque para Salmuera	1	\$ 236,000
Total	3	\$ 2,862,000

Nota:

La dosificaci3n de salmuera se hara por medio de eductor. El prop3sito de tener dos unidades es que una este en servicio mientras la otra se regenera.

Especificación del Desmineralizador Parcial

LUGAR DE INSTALACION: Cd. Delicias Chihuahua

SERVICIO: Desmineralización parcial del Agua para el
Proceso y Generación de Vapor

No. UNIDADES: Dos

CONDICIONES DE DISEÑO Y OPERACION POR UNIDAD

Tipo: Semi-Automático	Normal	57.07	m^3/hr
Flujo de Agua Cruda	Máximo	60.0	m^3/hr
Máximo de Operación del Equipo		100.7	m^3/hr
Dureza Agua Cruda		430 ppm como $CaCO_3$	
Sodio en el Agua Cruda		1025 ppm como $CaCO_3$	
Calcio en el Agua Cruda		360 ppm como $CaCO_3$	
Dureza del Agua Desmineralizada		2 ppm como $CaCO_3$ (máx)	
Capacidad de Intercambio al nivel de regeneración de 20 Lbs de $NaCl/ft^3$ de resina		5,306,647 granos	
Consumo de Sal por Regeneración		1929.7 Kg	
Agua Desmineralizada Producida entre Regeneraciones		720 m^3	
Ciclo de Operación entre regeneraciones		12 hr	
Resina Tipo		1R - 120 ciclo sodio	
Volumen de Resina		6.2 m^3	
Tiempo/Agua para Retrolavado		10 min/7.28 m^3	
Tiempo/Agua para Regeneración (Agua para Dilución)		22 min/11.77 m^3	
Tiempo/Agua para enjuague		17 min/20.08 m^3	

Presión Mínima Recomendada para el Agua de Alimentación	3.05 Kg/cm ²
Presión de Diseño	5.0 Kg/cm ²
Caída de Presión con Flujo Máximo	0.3 Kg/cm ²

Características de Construcción

Tanque Vertical:

Diámetro	84" (2.13 mts)
Altura	108" (2.74 mts)
Tapas	Toriesféricas
Soporte de la Resina	Falso fondo
Espesor del Cuerpo	3/8"
Espesor de Tapas	1/2"
Tubería	6" diámetro

Materiales de Construcción

TANQUE	Acero A-283-C Recubierto interiormente con pintura plástica a base de resina epoxy
TUBERIA	Acero Galvanizado

Accesorios

Válvulas motorizadas de 6" ϕ y reloj programador

La alimentación de salmuera se lleva a cabo por medio -
de un educator.

Tanque de Salmuera

Capacidad	8 m ³
Fluido	Solución NaCL al 24%
Densidad Solución NaCL al 24%	
Diámetro	2.74 mts
Altura	2.92 mts
Material	Acero al carbón con recu- brimiento interno con pin- tura plastica

5.5. SELECCION DE LA CALDERA Y EQUIPO AUXILIAR

CALDERA

Los generadores de vapor se clasifican en calderas de tubos de humo y calderas de tubos de agua.

CALDERAS DE TUBOS DE HUMO

Las calderas de tubos de humo se caracterizan porque los productos de combustión fluyen dentro de los tubos. El agua que va a ser evaporada esta contenida - alrededor de los tubos, en un tanque horizontal.

Las calderas de tubos de humo se usan para bajas capacidades de producción de vapor, de 800 a 12,500 Kg/hr y bajas presiones de 1 a 18 Kg/cm².

CALDERAS DE TUBOS DE AGUA

En las calderas de tubos de agua, el agua y el vapor fluyen por el interior de los tubos y los gases - calientes fluyen por el exterior de los tubos.

Las calderas de tubos de agua tipo paquete se utilizan para capacidades de producción de vapor de --- 4,500 a 36,500 Kg/hr y presiones de 17.5 a 70 Kg/cm².

OPCIONES

Se plantean dos opciones para satisfacer la demanda de vapor normal 10,977 Kg/hr y máxima 14,965 Kg/hr a 17 Kg/cm².

OPCION No. 1

Se dispondrá una caldera de tubos de humo para satisfacer la demanda normal, una caldera de tubos de humo para 3,988 Kg/hr y una caldera de tubos de humo para la capacidad normal, que funcionará solamente en caso de emergencia o mantenimiento.

CALDERA PARA CONSUMO NORMAL

Fe = 1.052 (ver balance de materia y energía).

$$\text{C.C. (caballos caldera)} = \frac{10,977 \times 1.052}{15.65} = 737$$

CALDERA PARA CONSUMO MAXIMO

$$\text{C.C.} = \frac{3,988 \times 1.052}{15.65} = 268$$

OPCION No. 2

Se dispondrá de dos calderas de tubos de agua de 1,100 C.C. cada una. Una caldera es para operación normal y máxima y otra para caso de emergencia o mantenimiento.

DATOS PROPORCIONADOS AL PROVEEDOR PARA COTIZAR

Localización: Cd. Delicias Chihuahua

Elevación del Terreno: 1,165 metros S.N.M.

Servicio: Generación de Vapor de Agua para Calentamiento

Caldera Tipo	TUBOS DE HUMO	TUBOS DE AGUA
Capacidad Evaporativa	10,977 Kg/hr (2 calderas) 3,988 Kg/hr (1 caldera)	Máx. 14,965 Kg/hr (2 calderas) Nor. 10,977 Kg/hr (2 calderas)
Presión de Operación	17 Kg/cm ²	17 Kg/cm ²
Calidad del Vapor	Saturado ₂ a 17 Kg/cm ²	Saturado ₂ a 17 Kg/cm ²
Temperatura del Agua de Alimentación	100°C	100°C
Combustible	Gas Natural/ Combustoleo	Gas Natural/ Combustoleo
Eficiencia Térmica Mínima	75%	75%
Energía Disponible	440-220V/3Ø/60Hz	440-220V/3Ø/60Hz

NOTAS:

- 1.- Las Calderas deberán ser tipo paquete.
- 2.- La caldera deberá ser fabricada de acuerdo al código ASME.
- 3.- Estos equipos deberán ser proporcionados por el fabricante con su respectiva placa de autorización por parte de la Secretaría del Trabajo.
- 4.- El proveedor recomendará las protecciones necesarias que garanticen y prolonguen la vida del equipo.
- 5.- La unidad de precalentamiento de combustible deberá ser diseñada para usar indistintamente energía eléctrica o vapor como medio de calentamiento.
- 6.- No se consideran posibles expansiones de la Planta.
- 7.- Referencia de capacidades, ver balance de materia y energía.

TABLA COMPARATIVA TECNICA

CALDERA TIPO	TUBOS DE HUMO (Tipo Paquete)	TUBOS DE AGUA (Tipo Paquete)	
Código de Construcción	ASME	ASME	
Capacidad Evaporativa de Operación	10,977 Kg/hr	3,933 Kg/hr	14,965 Kg/hr
Presión de Operación	17 Kg/cm ²	17 Kg/cm ²	17.5 Kg/cm ²
Presión de Diseño	17.7 Kg/cm ²	17.7 Kg/cm ²	Domos 30 Kg/cm ² Tubos 68 Kg/cm ²
Caballos Caldera (comercial)	300	300	1,100
Temperatura de Alimentación de Agua	100°C	100°C	100°C
Combustible	Gas Natural/ Combustóleo	Gas Natural/ Combustóleo	Gas Natural/ Combustóleo
Eficiencia Térmica	Gas Natural 34% Combustóleo 83.5%	Gas Natural 82.5% Combustóleo 83%	Gas Natural 81% Combustóleo 85%
Calidad de Vapor	Saturado	Saturado	Saturado
Contenido Máximo de Humedad del Vapor	0.5%	0.5%	0.5%
Atomización del Combustóleo	Aire a Baja Presión	Aire a Baja Presión	Aire a Baja Presión
Quemador Tipo	Dual	Dual	Dual
Pre calentador de Combustóleo	Con Vapor y Energía Eléctrica	Con Vapor y Energía Eléctrica	Con Vapor y Energía Eléctrica

TABLA COMPARATIVA TECNICA

Ventilador Tipo	Tiro Forzado	Tiro Forzado	Tiro Forzado
Soplador de Hollin	No	No	Integrado
Controles	Control de Combustión, Control de Nivel de Agua, Control de Presión, Protección contra falla de flama.		Control de Combustión, Control de Nivel de Agua, Control de Presión, Protección contra falla de flama.
Dimensiones			
Largo	8.64 metros	7.0 metros	6.4 metros
Ancho	3.29 metros	2.94 metros	3.20 metros
Alto	3.64 metros	2.9 metros	3.65 metros
Espacio Mínimo para Instalación	7.12 x 15.3 (109 m ²)	6.46 x 12.4 (80 m ²)	8.23 x 4.4 (36 m ²)
Pesos Aproximados en Operación	46,000 Kg	19,800 Kg	33,000 Kg
Requerimientos de Energía Eléctrica Ventilador	30 HP	5 HP	30 HP
Bomba de Combustoleo	2 HP	1.5 HP	2 HP
Calentador de Combustoleo	12 KW	12 KW	12 KW
Compresor de Aire	5 HP	Acoplado al Ventilador	5 HP

COMENTARIOS:

- 1.- Se requieren dos calderas de tubos de humo de 800 C.C. y una de 300 C.C. según opción No. 1, y dos calderas de tubos de agua de 1,100 C.C. según la opción No. 2.
- 2.- La limpieza de las calderas de tubos de agua se hace más fácilmente que las calderas de tubos de humo, debido a que las calderas de tubos de agua cuentan con soplador de hollin.
- 3.- Para deshollinar la caldera de tubos de agua no es necesario sacar de operación la unidad, mientras que en las calderas de tubos de humo es necesario sacarla de operación para dar limpieza a los tubos.
- 4.- El espacio mínimo requerido para la instalación de las calderas de tubos de agua es mucho menor que el espacio requerido por las calderas de tubos de humo.
- 5.- El peso en operación de las dos calderas de tubos de agua es 66,000 Kg y el peso de operación de las tres calderas de tubos de humo es 112,000 Kg. El mayor peso de las calderas de tubos de humo implica que es -

necesario tener el piso para la instalación con mayor resistencia que el necesario para la instalación de las calderas - de tubos de agua.

- 6.- Los consumos de energía eléctrica son aproximadamente iguales en ambas calderas.
- 7.- Las calderas de tubos de humo son recomendables para procesos donde la demanda de vapor es fluctuante, debido a que tienen almacenada una gran cantidad de agua, que puede amortiguar estas variaciones.
- 8.- La principal desventaja de las calderas - de tubos de humo es que la presión de diseño del recipiente es de 17.7 Kg/cm^2 , debiéndose trabajar a 15 Kg/cm^2 como límite máximo.

TABLA COMPARATIVA ECONOMICA

Localización: Cd. Delicias Chihuahua
 Elevación del Terreno: 1,165 metros S.N.M.
 Servicio: Generación de Vapor de Agua para Calentamiento

Caldera Tipo	TUBOS DE HUMO (Tipo Paquete)		TUBOS DE AGUA (Tipo Paquete)
Capacidad	800 C.C.	300 C.C.	1,100 C.C.
No. Unidades	Dos	Uno	Dos
Precio Unitario	\$6,678,000	\$3,707,000	\$10,914,000
Subtotal	\$13,356,000	\$3,707,000	\$21,328,000
Total		\$17,063,000	\$21,328,000

Se observa que existe una diferencia a favor de las calderas de tubos de humo de \$4,765,000.

SELECCION DE LA CALDERA

Se seleccionan las calderas de tubos de agua debido a:

- 1.- La razón principal de seleccionar las calderas de tubos de agua es que pueden trabajar con seguridad a 17 kg/cm^2 ya que la presión de diseño de los domos es de 30 kg/cm^2 y la presión de diseño de los tubos es de 68 kg/cm^2 .

- 2.- Ocupan menor espacio para instalación que las calderas de tubos de humo.
- 3.- El peso de operación es menor que el de las calderas de tubos de humo.
- 4.- El deshollinado es fácil.
- 5.- Aún cuando el precio de las calderas de tubos de humo es menor, no se recomiendan para presiones mayores a 15 Kg/cm^2 .

EQUIPO AUXILIAR PARA LA CALDERA

DESAERADOR

El objetivo del desaerador es reducir a un mínimo el contenido de oxígeno y bióxido de carbono en el vapor y condensados, para disminuir la corrosión que producen estos gases a las tuberías y equipos de transferencia de calor.

El oxígeno está disuelto en el agua de reposición a la caldera y el bióxido de carbono puede estar disuelto en el agua o provenir de la descomposición de los carbonatos o bicarbonatos contenidos en el agua de reposición a la caldera.

El desaerador trabaja bajo el principio de la ley de Henry, la cual establece que el contenido de un gas disuelto en un líquido es proporcional a la presión parcial del gas sobre el líquido.

DATOS PROPORCIONADOS AL PROVEEDOR

Equipo: Desaerador No. Unidades: Uno
 Servicio: Desaerear Agua para Alimentación a Calderas
 Lugar de Instalación: Cd. Delicias Chihuahua

Retorno de Condensados:

Normal 10,497 Kg/hr a 8.5 Kg/cm² y 2.5 Kg/cm²
 Máximo 13,325 Kg/hr a 8.5 Kg/cm² y 2.5 Kg/cm²

Agua de Repuesto a Caldera (Make-Up)

Normal 740.5 Kg/hr a 25°C
 Máximo 2529.1 Kg/hr a 25°C

Vapor Disponible para Desaerear:

Vapor a 17 Kg/cm² y 0.21 Kg/cm²

Agua Desaerada Producida

Normal 11302.3 Kg/hr a 100°C
 Máximo 16076.4 Kg/hr a 100°C

Fresión de Operación 0.21 Kg/cm² (manométrica)

Capacidad de Almacenamiento Mínima 7175 Lts.

Material de Construcción: Acero al Carbón

- 1.- Referencia de Capacidades, ver balance de materia y energía para vapor.
- 2.- El desaerador se deberá construir de acuerdo al código ASME.
- 3.- El fabricante proporcionará los instrumentos necesarios para la correcta operación del equipo.

TANQUE PARA ALMACENAMIENTO DE COMBUSTOLEO

El tanque para almacenamiento de combustoleo esta diseñado para satisfacer la demanda de vapor durante 4 días.

DATOS PROPORCIONADOS AL PROVEEDOR

Equipo: Tanque de Almacenamiento Atmosferico

Servicio: Almacenamiento de Combustoleo para Alimentación a Calderas

Lugar de Instalación: Cd. Delicias Chihuahua

No. de Unidades: Uno

Capacidad

Nominal 670 barriles

Operación 439 barriles

Densidad del Fluido 60.43 lb/ft³ a 115°F

Temperatura de Operación 115°F

Accesorios: Calentador a base de Vapor y de Energía Eléctrica, indicador de nivel tipo regleta

Material de Construcción: Acero al Carbón

- 1.- El tanque será construido de acuerdo al código API-12E.

TANQUE DE VAPORIZACION (FLASH)

El objetivo de este tanque es aprovechar el vapor contenido en las purgas de la caldera, para alimentar al desaerador. Las purgas de la caldera es líquido saturado a la presión de operación de la caldera, estas purgas de alta presión se alimentan al tanque vaporizador que trabaja a 0.21 Kg/cm^2 de presión, con lo cual se vaporiza parte del líquido entrante y parte se mantiene en estado líquido.

DATOS PROPORCIONADOS AL PROVEEDOR

Equipo: Tanque de Vaporización (Flash)

Servicio: Vaporización de las purgas de la Caldera

Lugar de Instalación: Cd. Delicias Chihuahua

No. Unidades: Uno

Capacidad

Cantidad de purgas:

Normal	325 Kg/hr	a	17 Kg/cm ²
Máximo	1111.4 Kg/hr	a	17 Kg/cm ²

Condición de las purgas: Líquido saturado

Presión de Operación: 0.21 Kg/cm^2

Material de Construcción: Acero al Carbón

- 1.- El tanque deberá ser construido de acuerdo al código ASME.

BOMBAS DE ALIMENTACION DE AGUA

TIPO	CENTRIFUGA
Capacidad	19.26 m ³ /hr
Temperatura de Operación	100°C
Presión de Descarga	19.11 Kg/cm ²
Eficiencia Mínima	70%
No. Unidades	Dos

BOMBAS PARA ALIMENTACION DE COMBUSTOLEO

TIPO	ROTATORIA
Capacidad	1.4 m ³ /hr
Temp. de Operación	46°C
Presión de Descarga	4 Kg/cm ²
Viscosidad del Combustoleo	4,000 s. s. u.
Eficiencia Mínima	70%
No. Unidades	Dos

Los datos de los equipos se proporcionan a --
 los proveedores para cotización y se obtienen las espe-
 cificaciones y precios siguientes.

INVERSION EN EQUIPO AUXILIAR PARA GENERACION
DE VAPOR.

EQUIPO	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	TOTAL
Tanque para Alm. de Combustoleo	1	\$1,400,000	\$1,400,000
Desaerador	1	\$ 984,000	\$ 984,000
Bombas para Agua	2	\$ 160,000	\$ 320,000
Bombas para Combustoleo	2	\$ 90,000	\$ 180,000
Total			\$2,884,000

NOTAS:

1.- El precio del tanque de combustoleo no in
cluye la cimentación.

ESPECIFICACION DEL TANQUE DE COMBUSTOLEO

Servicio: Almacenamiento de combustoleo para Calderas

Lugar de Instalación: Cd. Delicias Chihuahua

No. de Unidades: Uno

INFORMACION GENERAL

CAPACIDAD DEL TANQUE

Nominal (barriles)	670
Operación (barriles)	489
Flujo de Bombeo (salida) GPM/m ³ /hr	6.16/1.4
Producto Almacenado	Combustoleo No. 6
Densidad Específica	0.97 a 46 °C
Temperatura de Diseño °F/°C	130/54
Diseño del Cuerpo	API-12E
Diseño del Techo	API-12E
Restricciones de Diámetro y/o Altura	No
Cimentación Tipo	Anillo de Concreto

DETALLES DE CONSTRUCCION

MATERIALES

Cuerpo	ASTM-A-283-D
Techo	ASTM-A-283-D
Fondo	ASTM-A-283-D
Estructura	ASTM-A-36
PLACAS DEL CUERPO	
Cantidad	2

Ancho y Espesor	72" - 3/16"
PLACAS DEL FONDO	
Espesor	1/4"
TECHO	
Tipo	Auto Soportado
Espesor de las Placas	1/4"
Pintura	Exterior
RUEDA DE FUGAS	
Fondo	Si
Techo	Si
Cuerpo	Si
DIMENSIONES DEL TANQUE	
Diámetro ft/mts	20/6.09
Altura ft/mts	12/3.65
ACCESORIOS	Indicador de Nivel Tipo Regleta Calentador a base de V_a por o Electricidad.

BOQUILLAS EN EL CUERPO

Cantidad	Diámetro (pulgadas)	Brida	Servicio
1	20	150# C.R.	Entrada de Hombre
1	4	150# C.R.	Salida (vaciado)
1	4	150# C.R.	Entrada (llenado)
1	4	150# C.R.	Dren

BOQUILLAS EN EL TECHO

1	6	150# C.R.	Venteo
2	1½	Roscado 300#	Indicador de Nivel

ESPECIFICACION DEL DESAERADOR

Servicio: Desaerar Agua de Alimentación a Calderas

Lugar de Instalación: Cd. Delicias Chihuahua

No. de Unidades: Uno

Tipo: Atomización

INFORMACION GENERAL

Capacidad

Normal lb/hr/Kg/hr	24865/11302.3
Máximo lb/hr/Kg/hr	35368/16076.4
Temperatura °F/°C	212/100

Condensados

Normal lb/hr/Kg/hr	23093.4/10947
Máximo lb/hr/Kg/hr	29315/13325
Temperatura °F/°C	349/176
Presión PSI/Kg/cm ²	121/8.5

Reposición

Normal lb/hr/Kg/hr	1629.1/740.5
Máximo lb/hr/Kg/hr	5564/2529.1
Temperatura °F/°C	77/25

Vapor Disponible

Normal lb/hr/Kg/hr	143/65
Máximo lb/hr/Kg/hr	489/222.3
Temperatura °F/°C	212/100
Presión PSI/Kg/cm ²	3/0.21

Presión de Operación PSI/Kg/cm² 3/0.21

Presión de Diseño PSI/Kg/cm² 50/3.5

Oxígeno Disuelto en el Efluente
Máximo cc/lt 0.005

Contenido de CO₂
Máximo cc/lt 0

TANQUE DE ALMACENAMIENTO

Capacidad Gal/m³ 2113.6/8

DIMENSIONES

Diámetro 5/1.52

Longitud ft/mts	14.5/4.42
Presión de Diseño PSI/Kg/cm ²	50/3.5
Temperatura de Diseño °F/°C	248/120
Material de Construcción	ASTM-A-283-C
Espesor	1/4"
Código de Diseño	ASME

ACCESORIOS

Control de sobrecapacidad Tipo Flotador
 Válvulas de seguridad de 2½", presión de ajuste 30 PSI
 Medidor de nivel de vidrio (dos)
 Termómetro para la cámara de vapor
 Termómetro para la cámara de agua
 Alarma de alto y bajo nivel de agua

DETALLES DE CONSTRUCCION

Espreas	3
Material de Construcción	Acero Inoxidable

LISTA DE EQUILLAS

Cantidad	Diámetro (pulgadas)	Erida	Servicio
1	3	150# C.R.	Entrada de agua
1	4	150# C.R.	Salida de agua
1	4	150# C.R.	Sobre capacidad
1	2½	Cople Ros cado 300#	Válvula de seguridad
1	3	150# C.R.	Entrada de condensados
1	2	150# C.R.	Entrada de vapor
1	2½	Cople Ros cado 300#	Rompedor de vacío

Peso Vacío lb/Kg

5500/2500

Peso en Operación lb/Kg

23100/10500

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

La selección de los equipos de servicios auxiliares es una aplicación importante de los conocimientos del ingeniero químico.

Los servicios auxiliares son una parte importantísima en cualquier industria, debido a que de éstos depende la operación satisfactoria de la planta y generalmente también influyen sus costos en forma directa en el costo de obtención del producto.

Durante la realización del presente trabajo se presentaron diversos problemas, relacionados en su mayoría con los proveedores de los equipos. Algunos problemas que se presentaron fueron: el envío de las cotizaciones tarda mucho tiempo, la mayoría de las veces los proveedores envían las cotizaciones técnicas incompletas, - muchos de los proveedores no mandan dentro de sus cotizaciones las memorias de cálculo de los equipos, en cuanto a las características generales como son: potencia, caballos caldera, volumen de resina, etc.; éste último punto es bastante grave, ya que obliga a realizar un cálculo preliminar del equipo, con el propósito de establecer los parámetros que sirvan de comparación, para determinar la validez de los datos técnicos reportados por el proveedor. Lógicamente que los cálculos que se hacen en este trabajo difieren en la mayoría de los casos, con --

los del fabricante, ya que no se toman en cuenta ciertas características, sobre todo de tipo mecánico, que son específicas de cada fabricante.

Los cálculos son teóricos, debido a que el objetivo del trabajo es el de seleccionar y no de diseñar el equipo.

Como se observó durante la realización del trabajo, el proceso de selección de los equipos de servicios auxiliares es bastante problemático, principalmente por causa de los proveedores de los equipos. En general se puede considerar que la parte medular en la selección de los equipos de servicios auxiliares es el análisis de las tablas comparativas técnicas y económicas.

Limitaciones;

En el presente trabajo no se llevo a cabo la selección de los equipos necesarios para proporcionar el servicio de suministro de energía eléctrica, dado que es un campo que requiere de los conocimientos de un especialista en ingeniería eléctrica.

Como se menciono anteriormente, en el trabajo se realizarón los cálculos preliminares del equipo, no incluyendo el diseño mecánico, ya que el proceso de selección se basa fundamentalmente en la determinación de las características generales del equipo, para que posteriormente se determine de acuerdo a los modelos existentes en el mercado, cual es el que mejor satisface los requere-

rimientos del servicio que va a proporcionar. Por lo -- tanto éste trabajo no se debe tomar como una guía de diseño de los equipos de servicios auxiliares.

Recomendaciones.

Para realizar la selección de los equipos de - servicios auxiliares se recomienda calcular las caracte- rísticas siguientes:

Equipo	Características a Cálcular
Caldera	Caballos caldera, presión de ope- ración, temperatura del vapor, - temperatura del agua de alimenta- ción, consumo de combustible.
Compresor	Potencia, temperatura de descar- ga del aire, flujo de aire entre gado a las condiciones del lugar de instalación, flujo de agua de enfriamiento.
Desmineralizador Parcial	Volumen de resina, caída de pre- sión, cantidad de regenerante, - calidad del agua efluente, tien- po de operación entre regenera- ciones.
Torre de Enfriamiento	Flujo de agua circulante, tempe- ratura del agua efluente de la - torre (el proveedor deberá pro- porcionar la curva de operación.
Unidades de Refrigeración	Toneladas de refrigeración, flu- jo de agua manejado, temperatura del agua enfriada, flujo de agua de enfriamiento.

Las características anteriormente citadas es - conveniente calcularlas debido a que frecuentemente las cotizaciones enviadas por los proveedores tienen errores

originados en el departamento de ventas, u ofrecen equipos sobrediseñados.

También es recomendable pedir a los proveedores, las memorias de cálculo de los equipos, así como -- las curvas de operación.

En el caso de la caldera y los tanques que trabajen a presión, es conveniente pedir al proveedor la memoria de cálculo, donde se especifique la presión máxima de trabajo y la presión de diseño. También se debe de -- pedir el certificado de la Secretaria del Trabajo y Previsión Social, que autoriza a la empresa a fabricar los equipos.

APPENDICES

APENDICE No. 1

ESPECIFICACION DE LAS PRINCIPALES MATERIAS PRIMAS A
UTILIZAR EN EL PROCESO U.H.T.

L.D.F. ESTABILIDAD A LA ALTA TEMPERATURA (H.H.S.)

Humedad	Máx.	4.0 %
Grasa	Máx.	1.25 %
Acidez (como Ac. Láctico)	Máx.	0.15 %
Proteínas (N.x. 6.33)	Mín.	34.0 %
Proteínas Sérica	Menos de	1.5 mgr. N/gr.
Cenizas	Máx.	8.0 %
Estabilidad Térmica	Mín.	30 minutos
Indice de Solubilidad	Máx.	1.25 ml.

Bacteriología:

E. Coli (MPN)	Menos de	1/gr.
Cuenta microscópica directa	Máx.	75 x 106 por gr.
Cuenta Estandar SPC	Máx.	50,000 col/gr.
Coliformes (MPN)	Máx.	10/gr.
Cuenta Hongos y Levaduras	Menos de	10/gr.
Estafilococos	Ausentes	
Entero Patógenos	Ausentes	
Termofílicos	Máx.	5,000/gr.

ACEITE DE COCO:

Densidad 40/15°C	0.908 - 0.913
Punto de Fusión	23 - 28°C
Índice de Peróxido	Máx. 0.5 Meq./Kg.
Humedad	Máx. 0.1 %

Bacteriología:

Cuenta Estandar	Máx. 100 col/ml.
Coliformes	Menos de 1/ml.

LECHE FRESCA:

Densidad	1.029 a 1.031 Kg/lt
Grasa	Mín. 3.20 %
Sólidos no Grasos	8.30 a 8.90 %
Acidez (como Ac. Láctico)	0.14 a 0.17 %
Índice de Refracción (20°C)	37.0 a 39.0
Punto Crioscópico	0.530 a 0.560

APENDICE No. 2
 NORMAS DE CALIDAD DE LOS PRODUCTOS
 ULTRAPASTEURIZADOS A ELABORAR

U.H.T. CONCENTRADO Y U.H.T. EVAPORADO

Sólidos Totales	229 gr/lt.
Grasa	Mín. 60 gr/lt.
S.N.G.	Mín. 179 gr/lt.
Acidez (como Ac. Láctico)	Máx. 0.22 %
PH	Mín. 6.6
Tiempo de Escurrimiento	Máx. 11 a 12 seg.

A LOS 5 DIAS, A 55°C

Tiempo de Escurrimiento	Máx. 13 seg.
Acidez (como Ac. Láctico)	Máx. 0.22 %
PH	Mín. 6.3

Bacteriología:

Termofílicos Aerobios y Anaerobios (Menos de) 100/ml.

A LOS 7 DIAS, A 37°C

Tiempo de Escurrimiento	Máx. 13 seg.
-------------------------	--------------

Acidez (como Ac. Láctico)	Máx. 0.22 %
PH	Mín. 6.5

Dacteriología:

Mesofílicos Aerobios y Anaerobios (Menos de) 100/ml.

ORGANOLEPTICO

Olor y Sabor, no rancio, ni impuro.

Color Blanco Cremoso.

Sin separación de Grasa.

Sin aparición de Sedimento.

NOUMAS DE CALIDAD DE LOS PRODUCTOS EN POLVO A ELABORAR:

INSTALAC:

Grasa	Mín. 25.5 %
Humedad	Máx. 3.00 %
Proteínas	Mín. 25.5 %
Indice de Solubilidad	Máx. 1 ml. (ADMI)
Oxígeno en Bolsa	Máx. 4.0 %
Humectabilidad a 40°C	Máx. 15 seg.
Acidez (como % Ac. Láctico)	Máx. 0.15
Peso Específico	500 gr/lt. \pm 5 %

Bacteriología:

Cuenta Estandar	Máx. 5,000 col/gr.
Coliformes (MPN)	(Menos de) 5/gr.
E. Coli (MPN)	(Menos de) 1/10 gr.
Entero Patógenos	Ausente
Hongos y Levaduras	(Menos de) 1/10 gr.
Estafilococos	Ausente

VITALAC:

Grasa	Mín. 25.5 %
Humedad	Máx. 3.00 %
Proteínas	Mín. 12.0 %
Indice de Solubilidad	Máx. 1.0 ml. (ADMI)
Acidez (como % Ac. Láctico)	Máx. 0.15
Peso Específico	690 gms/lts. \pm 5 %
Cenizas	Máx. 2.8 %
Sodio (Na ⁺)	Máx. 0.2 %
Potasio (K ⁺)	Máx. 0.6 %
Calidad Bacteriológica	Idem al anterior

APENDICE No. 3

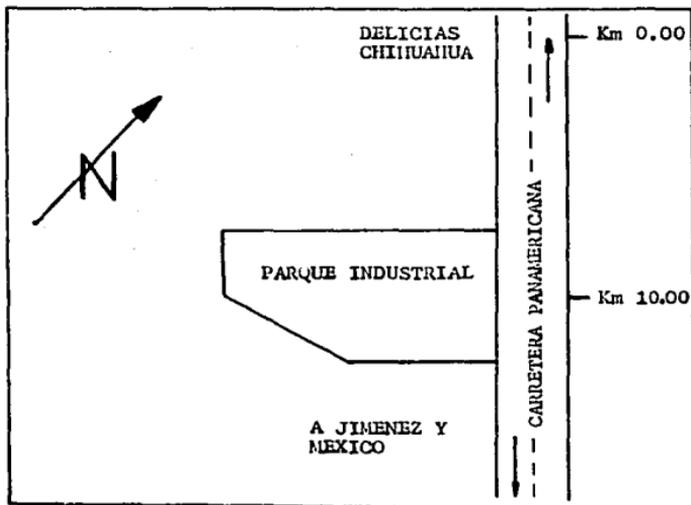
CONDICIONES PREVALECIENTES EN DELICIAS CHIHUAHUA

Altura sobre nivel del mar	1,165 metros
Temperatura de bulbo seco	37°C
Temperatura de bulbo humedo	24°C
Humedad relativa	38 %

Dirección y Velocidad de los Vientos Dominantes:

Velocidad	8 Km/hr
Dirección	Sur-Este

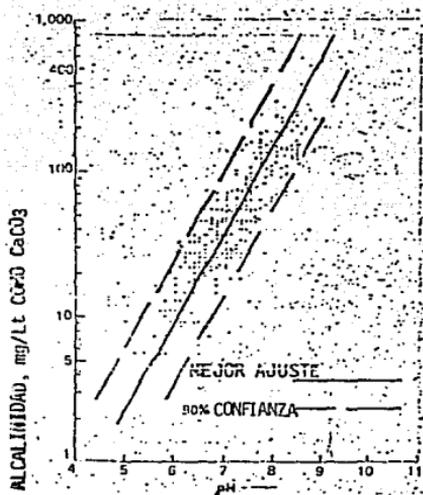
CROQUIS DE LOCALIZACION



APENDICE 4

1		3		4	
Sólidos Totales		Dureza de Calcio		Alcalinidad al e. de m.	
ppm	A	ppm de CaCO ₃	C	ppm de CaCO ₃	D
50-300	0.1	10-11	0.6	10-11	1.0
400-1000	0.2	12-13	0.7	12-13	1.1
		14-17	0.8	14-17	1.2
		18-22	0.9	18-22	1.3
		23-27	1.0	23-27	1.4
		28-34	1.1	28-34	1.5
		35-43	1.2	35-43	1.6
		44-55	1.3	44-55	1.7
		56-69	1.4	56-69	1.8
		70-87	1.5	70-87	1.9
		88-110	1.6	88-110	2.0
		111-138	1.7	111-138	2.1
		139-174	1.8	139-174	2.2
		175-220	1.9	175-220	2.3
		230-270	2.0	230-270	2.4
		280-340	2.1	280-340	2.5
		350-430	2.2	350-430	2.6
		440-550	2.3	440-550	2.7
		560-690	2.4	560-690	2.8
		700-870	2.5	700-870	2.9
		880-1000	2.6	880-1000	3.0

Tablas de Datos para Calcular el Índice de Langelier.



pH del agua de la torre de enfriamiento contra alcalinidad.

FLUJO DE AMONIACO POR TONELADA DE REFRIGERACION

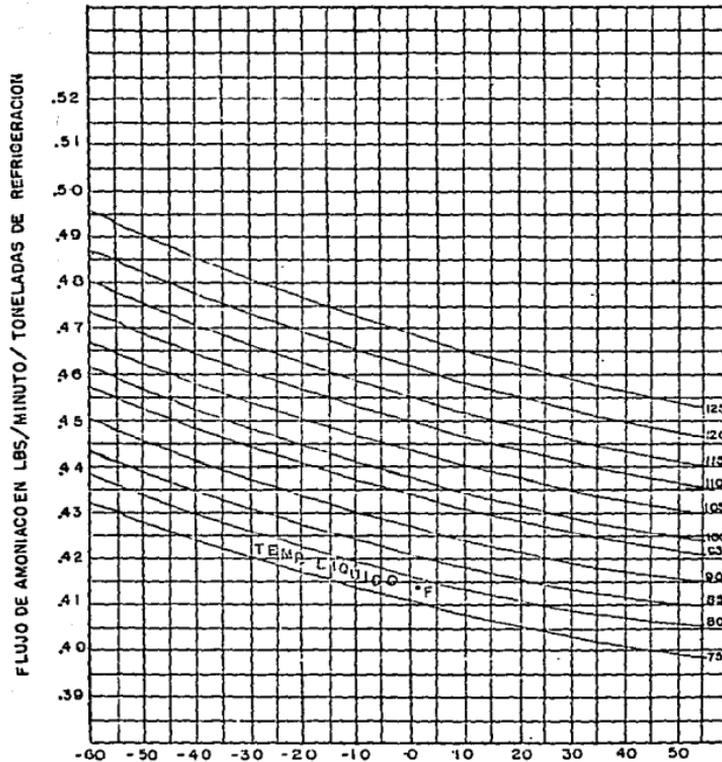


FIGURA 1

TEMPERATURA DE SATURACION - EVAPORACION °F

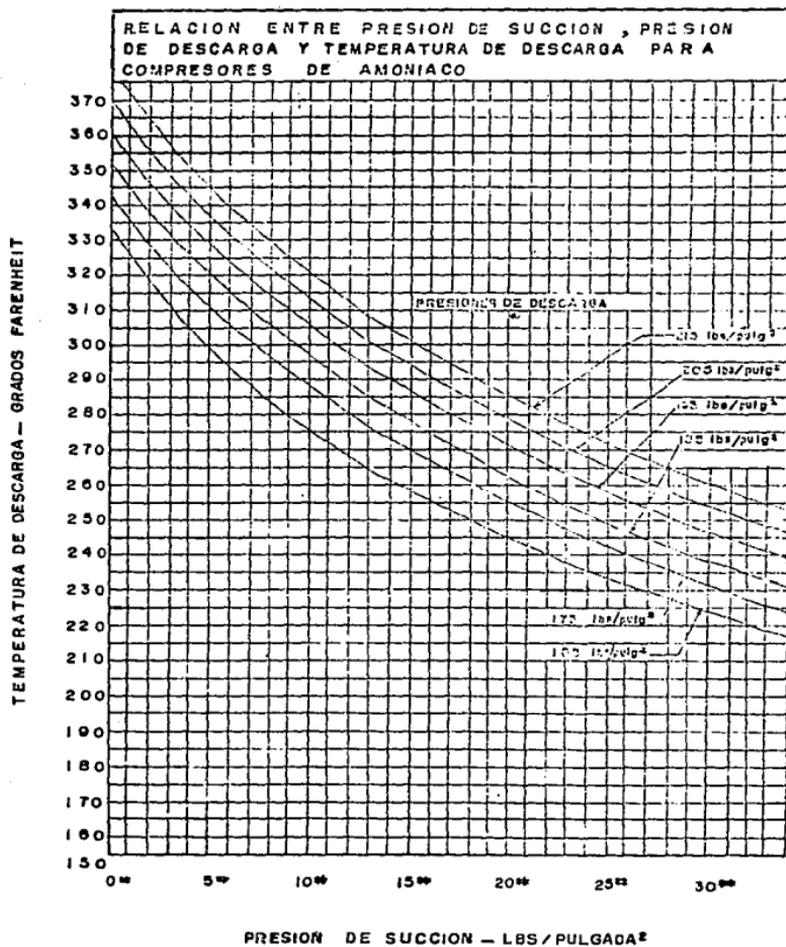


FIGURA 2

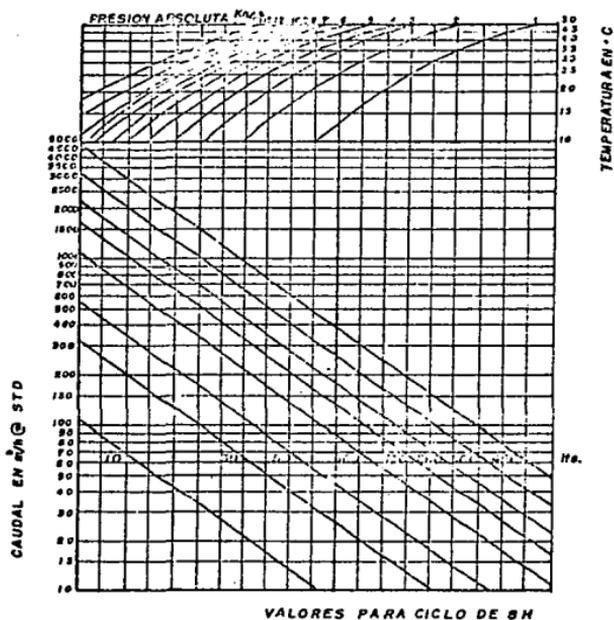
RELACION ENTRE PRESION Y TEMPERATURA DE AMONIACO (R-717)

PRESION LBS./PULG. ²	TEMP. °F						
20*	-63.9	30	16.6	60	53.1	150	81.4
19*	-61.0	31	17.6	61	53.7	151	82.1
18*	-58.4	32	18.6	62	54.3	152	82.8
17*	-55.9	33	19.6	63	54.9	153	83.5
16*	-53.6	34	20.5	64	55.3	154	84.1
15*	-51.4	35	21.4	65	55.7	155	84.6
14*	-49.4	36	22.3	66	56.1	156	85.1
13*	-47.4	37	23.2	67	56.4	157	85.6
12*	-45.6	38	24.1	68	56.7	158	86.1
11*	-43.8	39	25.0	69	57.0	159	86.6
10*	-42.1	40	25.8	70	57.3	160	87.1
9*	-40.4	41	26.7	71	57.6	161	87.6
8*	-38.9	42	27.5	72	57.9	162	88.1
7*	-37.3	43	28.3	73	58.2	163	88.6
6*	-35.9	44	29.2	74	58.5	164	89.1
5*	-34.5	45	30.0	75	58.8	165	89.6
4*	-33.3	46	30.8	76	59.1	166	90.1
3*	-32.1	47	31.5	77	59.4	167	90.6
2*	-30.5	48	32.3	78	59.7	168	91.1
1*	-29.2	49	33.1	79	60.0	169	91.6
0	-26.0	50	33.8	80	60.3	170	92.1
1	-25.6	51	34.6	81	60.6	171	92.6
2	-23.4	52	35.3	82	60.9	172	93.1
3	-21.2	53	36.1	83	61.2	173	93.6
4	-19.2	54	36.8	84	61.5	174	94.1
5	-17.2	55	37.5	85	61.8	175	94.6
6	-15.3	56	38.2	86	62.1	176	95.1
7	-13.5	57	38.9	87	62.4	177	95.6
8	-11.8	58	39.6	88	62.7	178	96.1
9	-10.1	59	40.3	89	63.0	179	96.6
10	-8.8	60	40.9	90	63.3	180	97.1
11	-6.9	61	41.6	91	63.6	181	97.6
12	-5.3	62	42.3	92	63.9	182	98.1
13	-3.5	63	43.0	93	64.2	183	98.6
14	-2.4	64	43.6	94	64.5	184	99.1
15	+ 1.0	65	44.2	95	64.8	185	99.6
16	+ 0.4	66	44.8	96	65.1	186	100.1
17	1.7	67	45.5	97	65.4	187	100.6
18	3.0	68	46.1	98	65.7	188	101.1
19	4.3	69	46.7	99	66.0	189	101.6
20	5.5	70	47.3	100	66.3	190	102.1
21	6.7	71	47.9	101	66.6	191	102.6
22	7.9	72	48.5	102	66.9	192	103.1
23	9.1	73	49.1	103	67.2	193	103.6
24	10.2	74	49.7	104	67.5	194	104.1
25	11.3	75	50.3	105	67.8	195	104.6
26	12.4	76	50.9	106	68.1	196	105.1
27	13.5	77	51.5	107	68.4	197	105.6
28	14.5	78	52.0	108	68.7	198	106.1
29	15.6	79	52.6	109	69.0	199	106.6
30	16.6	80	53.1	110	69.3	200	107.1

* Pulgadas de mercurio bajo una atmosfera.

APENDICE 6

FIGURA 1



CANTIDAD DE ALUMINA ADSORBENTE
 POR ELEMENTO EN SECADORES DE AIRE

APENDICE No. 7

ANALISIS DEL AGUA CRUDA

CATIONES	EN TERMINOS	P P M
Calcio (Ca ⁺⁺)	CaCO ₃	360
Magnesio (Mg ⁺⁺)	CaCO ₃	120
Sodio (Na ⁺)	CaCO ₃	1,025
T o t a l e s	CaCO ₃	1,505

ANIONES

Bicarbonatos (HCO ₃ ⁻)	CaCO ₃	100
Carbonatos (CO ₃ ⁼)	CaCO ₃	0
Hidróxidos (OH ⁻)	CaCO ₃	0
Sulfatos (SO ₄ ⁼)	SO ₄ ⁼	1,200
Cloruros (CL ⁻)	CL ⁻	100
Nitratos (NO ₃ ⁻)	NO ₃	20
T o t a l e s	CaCO ₃	1,505

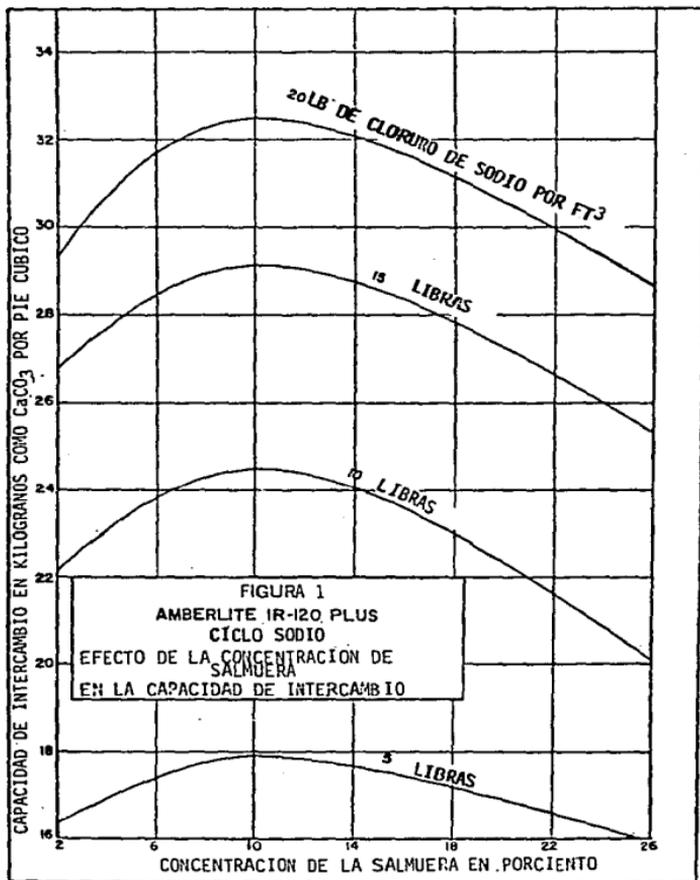
DETERMINACIONES

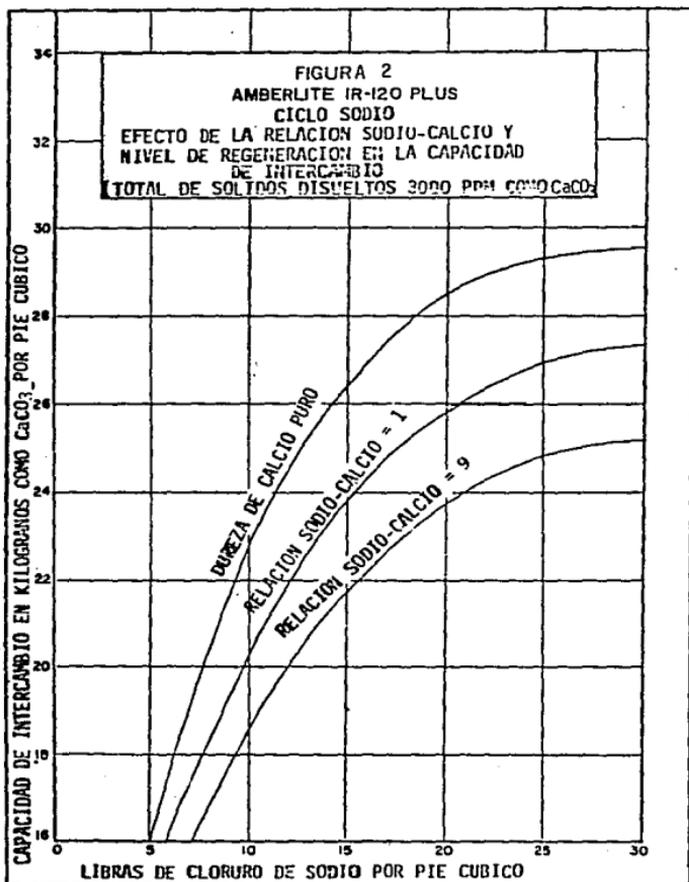
Dureza Total	CaCO ₃	480
Dureza de no Carbonatos	CaCO ₃	380
Dureza de Carbonatos	CaCO ₃	100
Alcalinidad a la Fenoltaleina	CaCO ₃	0
Alcalinidad al Anaranjado de Metilo	CaCO ₃	100
Anhidrido Carbónico Libre	CO ₂	0

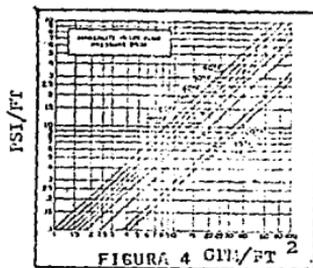
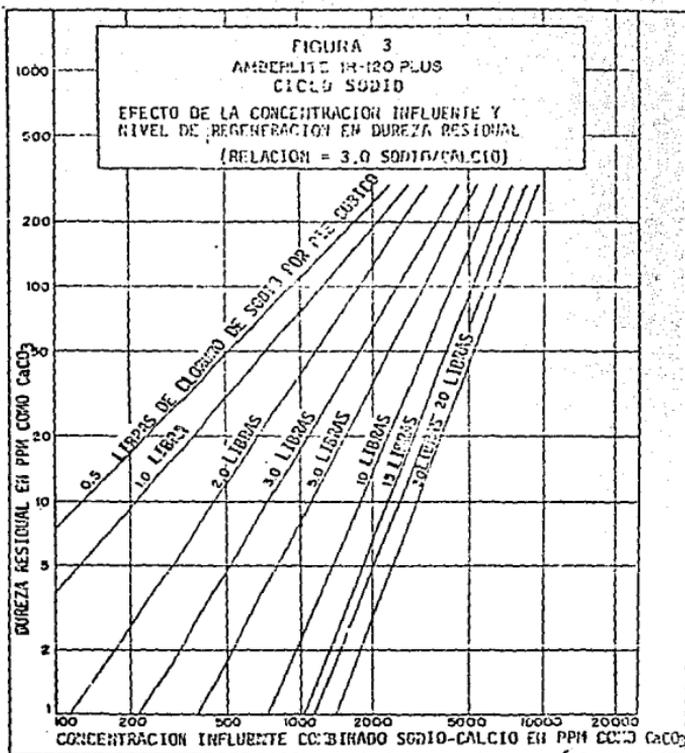
Fosfatos (PO ₄ =)	PO ₄	0
Sulfitos (SO ₃ =)	SO ₃	0
Fierro	Fe	0
Manganeso	Mn	0
Sílice	SiO ₂	20
Sólidos Totales Disueltos	CaCO ₃	1,538
PH		7.5
Calidad Total Bac- terias germenes/lt		0
Total Bacterias Coliformes		0/100 ml

CARACTERES FISICOS

Turbidez	No
Sedimento	No
Color	Incolora







BIBLIOGRAFIA

- 1.- Milk Industry Fundation
Manual for Milk Plant Operators
3rd. Edition Washington D.C.
- 2.- A.S. Foust, L.A. Wenzel, L.B. Andersen
Principios de Operaciones Unitarias
10a. Impresión, Edit. Compañía Editorial Continental
México, D.F. 1977
- 3.- Gas Properties and Compressor Data
Ingersoll Rand Co. USA
1967
- 4.- Compressed Air Fundamentals
Ingersoll Rand Co. USA
1974
- 5.- Compressed Air System Analysis
A guide for the analysis and evaluation of
plant air power system
Ingersoll Rand Co. USA
1976
- 6.- Reciprocating Compressors for General Refinery Services
Refining Department API Standard 618
Second Edition USA
1974
- 7.- Centrifugal Compressors for General Refinery Services
Refining Department API Standard 617
Fourth Edition USA
1979
- 8.- Ernest E. Ludwig
Applied Process Design for Chemical and
Petrochemical Plants Vol. 3
2nd. Edition, Edit. Gulf Publishing Company
1977
- 9.- CTI Code Tower
CTI Bulletins Standard
Cooling Tower Institute USA
- 10.- Donald Q. Kern
Procesos de Transferencia de Calor
12da. Impresión, Edit. Compañía Editorial Continental
México, D.F. 1978

- 11.- Robert H. Perry, Cecil H. Chilton
Chemical Engineers' Handbook
Fifth Edition, Edit. Mc Graw-Hill Inc.
1973
- 12.- Manual de Calderas Selmeç
Talleres impremit S.A. de C.V. México
1976
- 13.- E. Carnicer Royo
Aire Comprimido Teoría y Cálculo de las Instalaciones
Edit. Gustavo Gili S.A.
Barcelona España 1977
- 14.- James A. Watson
Curso Dedicado a los Operadores de
Plantas de Refrigeración
Industrial Renco S.A.
- 15.- Process Refrigeration Education Program
Industrial Process Refrigeration
Carrier Co. USA
- 16.- Sheppard T. Fowell
Acondicionamiento de Aguas para la Industria
3a. Reimpresión, Edit. Limusa
México, D.F. 1979
- 17.- Manual Helvex
Instalaciones Hidráulicas
1977
- 18.- Handbooel of Industrial Water Conditioning
Best Laboratories Inc.
1957
- 19.- R.G. Kunz, A.F. Yen and T.C. Hess
Cooling Water Calculations
Chemical Engineering, August 1, 1977
- 20.- J. Ocon, G. Tojo
Problemas de Ingeniería Química Tomo I
3a. Edición, Edit. Aguilar
España 1976
- 21.- Flow of FLuids
Crane Co. USA
1969

- 22.- Steam Its Generation and Use
The Babcock and Wilcox Company USA
1978
- 23.- Howard F. Rase, M.H. Barrow
Ingeniería de Proyecto para Plantas de Proceso
1a. Edición, Edit. Compañía Editorial Continental
México, D.F. 1973
- 24.- Virgil Moring Faires
Termodinámica
2da. Reimpresión, Edit. U.T.E.H.A.
España 1978