

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica
y Ciencias de la Producción**

“ Reingeniería del sistema de vapor para el Hospital Naval ”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de :

INGENIERO MECANICO

Presentada por :

Cristóbal Antonio Ortiz Tulcán

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año : 2003

AGRADECIMIENTO

A la Escuela Superior Politécnica del Litoral,
por brindarme sus sabias enseñanzas.

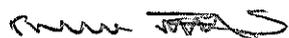
A la Armada del Ecuador, por permitirme
continuar con mi preparación profesional.

DEDICATORIA

A MI MADRE

A MIS HERMANOS.

TRIBUNAL DE GRADUACION



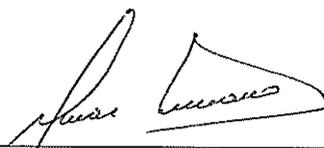
Ing. Francisco Andrade S.
SUBDECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Angel Vargas Z.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Jorge Duque R.
VOCAL



Ing. Omar Serrano V.
VOCAL

DECLARACION EXPRESA

“ La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL ”.

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)



Cristóbal Antonio Ortiz Tulcán

RESUMEN

Descripción del ámbito de la tesis.

El ámbito de aplicación de la presente tesis abarca a sistemas de vapor en hospitales, que constituye un requerimiento básico en los mismos. Se analizará específicamente el caso del Hospital Naval de la Armada del Ecuador.

Descripción del problema.

En el año 1976 se instaló el sistema de vapor en el Hospital Naval, y considerando el tiempo de uso y trabajo continuo desde aquel año, es necesario realizar una revisión con el fin de comprobar, controlar, actualizar y aportar cambios y/o avances tecnológicos que permitan un mejor funcionamiento del sistema. Por ello la descripción del problema encierra muchos aspectos propios como el desgaste del material, fugas de vapor, estado del aislamiento, la acertada selección de los elementos y equipos instalados, la correcta instalación de los mismos, la descripción de posibles malas prácticas de ingeniería y su solución, entre otros.

Objetivo de la tesis.

El objetivo de la presente tesis radica en realizar una reingeniería del sistema de vapor existente en el Hospital Naval a fin de mejorar aspectos como la generación de vapor, operación, mantenimiento y sistema de distribución del mismo, es decir, lograr un funcionamiento óptimo, lo que incluye un máximo aprovechamiento del vapor con un correcto consumo de combustible y un cuidado permanente de los equipos e instalaciones. Todo esto se reflejará en un ahorro energético conseguido por un uso más eficiente del vapor.

Metodología a seguir.

La metodología a seguir parte del análisis actual de los requerimientos de vapor, de acuerdo a ello se detallará los parámetros de diseño-selección para los diferentes equipos y/o elementos del sistema. Para cada capítulo se indicará los defectos en la instalación existente como por ejemplo ausencia de equipos de medición, trampas de vapor, etc..., y, además, se mencionarán otros equipos que de acuerdo al avance tecnológico aportan beneficios para un mejor uso del vapor. Igualmente para cada capítulo se señalarán las posibles malas prácticas de ingeniería y la manera de solucionarlas, por ejemplo en la instalación existente no hay el retorno del condensado de todos los equipos y en otros esto se lo hace ineficientemente, lo cual produce una pérdida energética y económica que se la puede solucionar.

Así en el capítulo final se podrá realizar una comparación del sistema propuesto con el sistema de vapor existente, realizar un análisis dentro de los aspectos técnico y económico para demostrar el beneficio del uso eficiente del vapor. El desarrollo de la presente metodología esta basada en la aplicación del curso de Tecnología de Generación de Vapor que se dicta en la FIMCP, así como también en seminarios organizados por otras instituciones dentro del ámbito de ahorro energético en el vapor.

Resultados que se esperan.

Con los resultados que se obtengan se logrará optimizar y mejorar la instalación de vapor existente, así como sus equipos y anexos, con el propósito de reducir los costos de operación y mantenimiento del sistema. Así podremos obtener un ahorro energético y económico por el uso más eficiente del vapor en el Hospital Naval.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
INDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	IV
SIMBOLOGIA.....	V
INDICE DE FIGURAS.....	VI
INDICE DE TABLAS.....	VII
INDICE DE PLANOS.....	VIII
INTRODUCCION.....	1
CAPITULO 1	
1. REQUERIMIENTOS DE VAPOR EN EL HOSPITAL NAVAL.....	2
1.1 Vapor para usos en esterilización de equipos (quirófono).....	3
1.2 Vapor para usos en lavandería-secado.....	3
1.3 Vapor para usos en la cocina.....	4
1.4 Vapor para usos en fisioterapia.....	4

CAPITULO 2

2. SELECCIÓN DE LAS CALDERAS.....	5
2.1 Requerimientos de vapor para el Hospital Naval.....	6
2.2 Balance Térmico y justificación del tipo de caldera a utilizar..	7
2.3 Análisis con los diversos factores de selección.....	14
2.3.1 El agua de alimentación disponible.....	14
2.3.2 Tiempo de operación diaria de la caldera.....	14
2.3.3 Tipo de caldera usar.....	15
2.3.4 Número de unidades.....	15
2.3.5 Selección del combustible.....	16
2.3.6 El espacio disponible.....	17
2.3.7 La disponibilidad de energía eléctrica.....	18
2.3.8 Calderas instaladas y sus características.....	18

CAPITULO 3

3. CALCULOS Y DISEÑO DEL SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN.....	19
3.1 Diseño del tanque de agua de alimentación.....	19
3.2 Cálculos y selección de la bomba de alimentación.....	40

CAPITULO 4

4. CALCULOS Y DISEÑO DEL SISTEMA DE COMBUSTIBLE.....	64
--	----

4.1 Dimensionamiento del tanque de servicio diario.....	68
4.2 Cálculos y selección de la bomba de combustible.....	69
4.3 Selección del tipo de quemador.....	72
CAPITULO 5	
5. SELECCIÓN DE LOS CONTROLES DE LAS CALDERAS.....	73
5.1 Control de la combustión y de la seguridad de llama.....	74
5.2 Control del nivel del agua de alimentación.....	76
CAPITULO 6	
6. TUBERÍAS DE VAPOR Y DE RETORNO DE CONDENSADO....	88
6.1 Dimensionamiento de las tuberías de vapor.....	89
6.2 Cálculo y selección del aislamiento de las tuberías de vapor..	106
6.3 Dimensionamiento de las tuberías de retorno de condensado.	111
6.4 Selección de aislamientos para el tanque de agua de alimentación y conjuntos de accesorios.....	119
CAPITULO 7	
7. TRAMPAS DE VAPOR.....	122
7.1 Selección de trampas de vapor.....	126
7.2 Distribución de las trampas de vapor.....	145

CAPITULO 8

8. CALCULOS Y SELECCIÓN DEL ABLANDADOR	152
8.1 Tipos de Tratamientos.....	154
8.2 Cálculos y selección del ablandador de agua	158

CAPITULO 9

9. ANALISIS COMPARATIVO ENTRE LA INSTALACIÓN EXISTENTE Y LA INSTALACION CALCULADA EN LA PRESENTE TESIS.....	163
9.1 Aspectos Técnicos.....	164
9.2 Aspectos Económicos	171

10. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	196
---	-----

ANEXOS.

BIBLIOGRAFÍA.

ABREVIATURAS

Atm.	Atmósferas de presión.
CC	Caballo Caldera.
G	Caudal en galones americanos (GPM)
GPH	Galones americanos por hora (gal / h)
GPM	Galones americanos por minuto.
ge	Gravedad específica del combustible.
lb/h	Libra/ hora.
m	metro.
m ³	Metro cúbico.
NPSH	Carga neta de succión positiva, (net positive suction head)
(NPSH) _R	Carga neta de succión positiva requerida
(NPSH) _A	Carga neta de succión positiva disponible
ppm	Partes por millón.
TDH	Cabezal de presión de descarga(incluyendo pérdidas por fricción) en pies de columna de agua.
TDS	Total de sólidos disueltos.
rpm	Revoluciones por minuto.
Sp.gr	Densidad relativa del líquido.

SIMBOLOGIA

A	Area .
BHP	Potencia al freno.
D, \varnothing	Diámetro de la tubería.
e/D	Rugosidad relativa.
f	Factor de fricción.
g	Gravedad.
g.e	Gravedad específica del combustible.
H _a	Pérdidas en los accesorios.
H _t	Pérdidas en las tuberías.
H _T	Pérdidas totales.
h _v	Pérdidas locales en accesorios.
H _{fs}	Fricción en la succión .
H _f	Entalpía del agua de alimentación.
H _g	Entalpía del vapor.
H _i	Pérdidas en la entrada.
k	Coefficiente de pérdida local para accesorios.
m _c	Caudal másico del combustible.
m _v	Caudal másico de vapor.
η	Eficiencia.
L	Longitud de tubería.
PP	Pérdida de presión.
P _c	Poder calorífico del combustible.
P _s	Presión de succión.
P _v	Presión de vapor del líquido.
Q	Caudal.
Re	Número de Reynolds.
ρ	Densidad del agua.
μ	Viscosidad dinámica o absoluta.
v	Velocidad.
V	Voltios.
V _s	Volumen específico.
Z	Altura de succión.

INDICE DE FIGURAS

			Pag.
Figura	3.1	Tanque existente para agua de alimentación...	21
Figura	3.2	Tanque seleccionado para agua de alimentación	24
Figura	3.3	Circuito de ingreso del agua de alimentación 1.	26
Figura	3.4	Circuito de ingreso del agua de alimentación 2.	27
Figura	3.5	Circuito de ingreso del agua de alimentación 3.	28
Figura	3.6	Temperatura del agua versus contenido de oxígeno.....	29
Figura	3.7	Purgas de superficie.....	30
Figura	3.8	Sistema de recuperación de calor de la purga de superficie.....	35
Figura	3.9	Proporción de vapor flash.....	38
Figura	3.10	Selección de tanques flash.....	38
Figura	3.11	Características del tanque flash seleccionado	39
Figura	3.12	Viscosidad dinámica del agua.....	46
Figura	3.13	Nomograma de Hazen-Williams.....	58
Figura	3.14	Rugosidad relativa e/D para tuberías.....	59
Figura	3.15	Diagrama de Moody para determinar el factor de fricción f en tuberías.....	60
Figura	4.1	Tanque de almacenamiento del combustible....	66
Figura	4.2	Tanque diario de combustible.....	69
Figura	5.1	Sistema de regulación del agua en las calderas del Hospital Naval.....	78
Figura	5.2	Control de bajo nivel de agua McDonnell.....	80

... / ...

INDICE DE FIGURAS

...	/	...	Pag
Figura	5.3	Control de nivel tipo modulante.....	81
Figura	5.4	Sistema de control de purgas BCS 1.....	84
Figura	6.1	Catálogo para instalación de calderas York Shipley.....(Anexos)	
Figura	6.2	Esquema general de la distribución del vapor en el Hospital Naval.....	90
Figura	6.3	Caída de presión para tuberías cédula 40.....	92
Figura	6.4	Dimensionamiento de tuberías para vapor.....	97
Figura	6.5	Presiones disponibles para los puntos de consumo.....	104
Figura	6.6	Recubrimientos con aislante que contiene asbesto.....	109
Figura	6.7	Ausencia de retornos de condensado y trampas de vapor (lavandería).....	112
Figura	6.8	Ausencia de retornos de condensado y trampas de vapor (quirófano).....	112
Figura	6.9	Diagrama caudal vs caída de presión.....	116
Figura	6.10	Esquema general de retornos de condensado.	118
Figura	7.1	Ausencia de trampas de vapor en tuberías principales que salen de las calderas.....	124
Figura	7.2	Ausencia de trampas de vapor en lavandería...	124
Figura	7.3	Ausencia de trampas de vapor en marmitas.....	125
Figura	7.4	Ubicación del conjunto trampa – filtro en las unidades a drenar.....	130
Figura	7.5	Trampa de flotador – termostática.....	133
Figura	7.6	Operación de la trampa flotador – termostática.	134
...	/	...	

INDICE DE FIGURAS

			Pag
...	/	...	
Figura	7.7	Trampas para vapor de flotador termostáticas.	139
Figura	7.8	Operación de una trampa termodinámica.....	141
Figura	7.9	Conjunto pierna colectora – trampa termodinámica.....	143
Figura	7.10	Filtros seleccionados.....	146
Figura	7.11	Conjunto de trampas de vapor para las marmitas.....	148
Figura	7.12	Conjunto de trampas de vapor para los equipos esterilizadores del quirófano.....	150
Figura	7.13	Conjunto de trampas de vapor para los equipos de la lavandería.....	151

INDICE DE TABLAS

		Pag.
Tabla 1	Demanda de vapor en el Hospital Naval.....	11
Tabla 2	Tanques para agua de alimentación.....	23
Tabla 3	Características de los tramos caldera – bomba de alimentación.....	44
Tabla 4	Pérdidas por fricción en tuberías de acero....(Anexos)	
Tabla 5	Pérdidas locales para accesorios(Anexos)	
Tabla 6	Propiedades de los combustibles fuel oil # 6 y diesel oil # 2.....	65
Tabla 7	Capacidades mínimas para el tanque de almacenamiento de combustible.....	67
Tabla 8	Tipos de control de nivel del agua en las calderas.....	77
Tabla 9	Distancias a puntos de consumo de vapor.....	93
Tabla 10	Caudales de vapor.....	94
Tabla 11	Espesores económicos para el aislante lana de vidrio.....	110
Tabla 12	Espesores de aislante requeridos.....	111
Tabla 13	Caudales de condensado.....	115
Tabla 14	Guía de selección de trampas para vapor.....	132
Tabla 15	Rango de trampas de flotador termostáticas.....	138
Tabla 16	Selección de trampas termodinámicas.....	144
Tabla 17	Reacciones químicas en el ablandador.....	156
Tabla 18	Reacciones químicas de regeneración en el ablandador.....	157
Tabla 19	Modelos de ablandadores para agua.....	162
Tabla 20	Pérdidas de calor en tuberías aisladas y sin aislar.....	168

... / ...

INDICE DE TABLAS

		Pag.
...	/	...
Tabla 21	Costos del sistema para recuperación de calor de la purga de superficie.....	174
Tabla 22	Costos de los tramos de tuberías para vapor.....	178
Tabla 23	Costos del material aislante.....	180
Tabla 24	Recuperación de inversión en aislantes.....	182
Tabla 25	Costos del sistema de retorno de condensado y trampas para vapor.....	183
Tabla 26	Calor requerido para producción de vapor.....	187
Tabla 27	Costo total para la instalación propuesta en la presente tesis.....	195

INDICE DE PLANOS

Plano 1	Instalación de vapor existente en el Hospital Naval. (Anexos)
Plano 2	Instalación de vapor propuesta para el Hospital Naval (Anexos)

INTRODUCCION

La necesidad del Hospital Naval, de contar con un sistema de vapor que le permita cumplir sus requerimientos para atender al personal que ingresa al mismo, en lo que se refiere a regímenes de lavandería-secado, cocina, limpieza y esterilización en quirófano, dotación de agua caliente para fisioterapia, y otras necesidades complementarias, determinó la necesidad de equipar al mismo con una instalación de calderas industriales.

Así en el año de 1976, se procedió a la instalación de 3 calderas pirotubulares horizontales marca York - Shipley de la serie 548, modelo SPHV - 80-2 94220. , de 80 HP, con una producción de 2760 lb/h de vapor a 150 psi de presión.

Actualmente no existe un estudio técnico sobre la correcta selección y dimensionamiento de los diferentes componentes del sistema de vapor del Hospital Naval, así como un control del estado operativo de sus partes : aislamientos, tuberías, ablandador, etc ..., o necesidades adicionales; y considerando que el sistema ha prestado servicio por más de 25 años en forma permanente, se procederá en la presente tesis a realizar el

dimensionamiento y selección de los equipos y/o materiales con el fin de lograr un funcionamiento óptimo del sistema de vapor en el Hospital Naval, lo que incluye un máximo aprovechamiento del vapor con un correcto consumo de combustible y un cuidado permanente de los equipos e instalaciones.

Al hablar de “reingeniería” se entendería un cambio total del sistema, sin embargo, podrían existir componentes que no deban ser cambiados totalmente, y nuestro objetivo será comprobar si se cumplen los requerimientos y parámetros técnicos de selección para permanecer como tales. Para otros casos, luego de un control de los parámetros de diseño, dimensionamiento y selección, será necesario aportar con cambios y/o adecuaciones que tiendan a mantener un aprovechamiento eficiente del vapor, lo que representaría un notable ahorro de energía y recursos económicos.

De esta forma, se espera que las diferentes adecuaciones y/o cambios planteados en la presente tesis, sean lo más factibles hacerlos realidades, considerando los limitados recursos económicos con que se cuenta el país a todo nivel, pero concientizando que tales cambios permitirán a futuro recuperar la inversión realizada y disminuir el “costo” del vapor en el Hospital Naval.

CAPITULO 1

1. REQUERIMIENTOS DE VAPOR EN EL HOSPITAL NAVAL.

Los requerimientos básicos de vapor en el Hospital Naval están determinados por las necesidades en cuatro áreas básicas: vapor para usos en esterilización de equipos de quirófano, vapor para usos en lavandería-secado y vapor para usos en la cocina. Existe además, la necesidad de dotar de agua caliente para usos en fisioterapia por lo que esta función deberá ser generada por la distribución de vapor para fines de calentamiento.

A continuación se detallará los requerimientos para cada una de las áreas antes mencionadas de acuerdo a los equipos existentes en las mismas.

1.1 Vapor para usos en esterilización de equipos (quirófano).

En la sección de quirófano, existen 3 equipos esterilizadores los cuales para su funcionamiento utilizan vapor saturado a 90 psi, con lo que alcanzan temperaturas de hasta 320 °F (160 C°).

Los esterilizadores son de la marca AMSCO del modelo W – 1647, y tienen conexiones de ¼” para el vapor.

1.2 Vapor para usos en lavandería-secado.

Con el fin de lavar diferentes prendas como sábanas, manteles, uniformes, etc..., existen en la sección de lavandería 2 máquinas lavadoras - secadoras, las cuales requieren de vapor a 80 psi para su funcionamiento. Estas máquinas tienen conexiones de ¾” para el vapor.

Existen además equipos para planchar las prendas antes mencionadas, y éstos son 2 planchas a presión y 1 rodillo planchador.

Las 2 planchas a presión son de la marca PROSPERITY, modelo 454-PC, con conexiones de ¼” para vapor saturado a 80 psi.

El rodillo planchador es de la marca CHICAGO, modelo SX -11/14 y para su operación requiere vapor saturado máximo a 100 psi, operando normalmente con vapor de 90 psi. La conexión para el vapor es de ¾”.

1.3 Vapor para usos en la cocina.

En la sección cocina y para fines de preparar los alimentos se tiene 3 marmitas que utilizan vapor saturado a 40 psi. Una marmita tiene la capacidad de 20 galones y las otras dos tienen una capacidad de 40 galones. Todas las marmitas presentan conexiones de 1" para vapor saturado a 40 psi.

En esta sección de la cocina, también existe el requerimiento de agua caliente para el régimen alimenticio. Para esto, de acuerdo a los valores experimentales presentados en el texto " Calderas Industriales y Marinas " del autor Angel Vargas Zúñiga , se puede considerar un valor de 4 gal/h de agua caliente por cada persona hospitalizada para fines alimenticios.

1.4 Vapor para usos en fisioterapia.

Existe una distribución de vapor saturado con el fin de calentar el agua de un tanque de almacenamiento , y luego ser distribuida para usos en fisioterapia. De la misma manera, de acuerdo a los valores experimentales presentados en el texto " Calderas Industriales y Marinas " de puede considerar el valor de 4.5 gal/h de agua caliente por persona hospitalizada para esta necesidad complementaria que constituye fisioterapia.

CAPITULO 2

2. SELECCIÓN DE LAS CALDERAS

Si consideramos que el tiempo de vida útil estimada de una caldera industrial es de aproximadamente 25 años, debemos realizar un minucioso análisis de los factores para una correcta selección.

En primera instancia lo que debemos considerar es la demanda de vapor que necesite el Hospital Naval para así determinar cuanto debemos generar, es decir, la capacidad de generación de vapor de acuerdo a nuestra demanda. Este análisis se lo realizará de una manera cuidadosa ya que de presentarse casos extremos podrían existir inconveniente, así, si seleccionamos una caldera o calderas con capacidad excesivamente grande con respecto a la demanda existente, nuestra alternativa será antieconómica ya que estaremos sobredimensionando. Si en cambio seleccionamos las calderas con una menor capacidad que la requerida no llegaremos a cubrir la demanda necesaria.

Existe otro factor muy importante para la selección, y es que siempre se deberá considerar la presión de vapor requerida para el funcionamiento de equipos o necesidades presentadas, por ello se detalló las características de presión requeridas para los equipos del Hospital.

2.1 Requerimientos de vapor para el Hospital Naval.

Una fuente que suministre vapor para el Hospital Naval constituye una medida indispensable ya que además de constituir un servicio del cual depende la salud de personas, constituye una fuente relativamente económica en comparación con otros tipos de energía.

Así se requiere el suministro de vapor para los servicios de esterilización de equipos de quirófano, vapor para usos en lavandería-secado, vapor para usos en la cocina y vapor para calentamiento de agua para fisioterapia.

En su máxima capacidad el Hospital Naval puede atender a 130 personas internas y se deberá considerar este número cuando se estime la cantidad de vapor (Kg / h o lb/ h) que representaría cubrir los requerimientos de agua caliente para régimen alimenticio y fisioterapia.

Para los demás equipos como los esterilizadores, máquinas lavadoras - secadoras, planchas, rodillo planchador y marmitas, la estimación de la cantidad de vapor requerido (Kg / h o lb/ h) para la operación de los mismos, la obtendremos a partir de las presiones requeridas y las conexiones para vapor en los equipos, que son datos presentados por los catálogos técnicos.

Así, conociendo la presión de operación del equipo y el diámetro de la conexión , y utilizando la tabla A de la sección Anexos, que relaciona estas cantidades, podemos encontrar la cantidad de vapor que requiere cada equipo para su funcionamiento.

2.2 Balance Térmico y justificación del tipo de caldera a utilizar.

Debido a que el balance térmico consiste en la determinación de las cargas caloríficas expresadas en unidades de potencia o en cantidades de vapor, procederemos a señalar los requerimientos.

Quirófano :

3 esterilizadores que requieren vapor a 90 psi, conexiones de ¼” :

Utilizando la tabla A de la sección Anexos : 90 psi \cong 6.42 Kg/cm².

Conexión de ¼”

Tenemos una cantidad de vapor de 54.56 Kg/h = 120 lb/h.

Como son 3 esterilizadores, tenemos :

$$3 \times 120 \text{ lb/h} = 360 \text{ lb/h de vapor} \cong 10.43 \text{ CC.}$$

Lavandería :

2 máquinas lavadoras - secadoras que requieren vapor a 80 psi, conexiones de $\frac{3}{4}$ " :

Utilizando la tabla A de la sección Anexos : 80 psi \cong 5.62 Kg/cm².

Conexión de $\frac{3}{4}$ ".

Tenemos una cantidad de vapor de 145 Kg/h = 319 lb/h.

Como son 2 máquinas , tenemos :

$$2 \times 319 \text{ lb/h} = 638 \text{ lb/h de vapor} \cong 18.5 \text{ CC.}$$

Máquinas para planchar :

- Planchas :

2 planchas que requieren vapor a 80 psi, conexiones de $\frac{1}{4}$ " :

Utilizando la tabla A de la sección Anexos : 80 psi \cong 5.62 Kg/cm².

Conexión de $\frac{1}{4}$ "

Tenemos una cantidad de vapor de 48.2 Kg/h = 106 lb/h.

Como son 2 máquinas , tenemos :

$$2 \times 106 \text{ lb/h} = 212 \text{ lb/h de vapor} \cong 6.14 \text{ CC.}$$

- Rodillo Planchador :

1 rodillo planchador que requiere vapor a 90 psi, conexión de $\frac{3}{4}$ " .

Utilizando la tabla A de la sección Anexos : $90 \text{ psi} \cong 6.32 \text{ Kg/cm}^2$.

Conexión de $\frac{3}{4}$ ".

Tenemos una cantidad de vapor de $163.68 \text{ Kg/h} = 360 \text{ lb/h}$.

Como es 1 rodillo tenemos :

$$1 \times 360 \text{ lb/h} = 360 \text{ lb/h} \cong 10.43 \text{ CC.}$$

Cocina :

- Marmitas :

3 marmitas que requieren vapor a 40 psi, conexiones de 1" :

Utilizando la tabla A de la sección Anexos : $40 \text{ psi} \cong 2.81 \text{ Kg/cm}^2$.

Conexión de 1".

Tenemos una cantidad de vapor de $120.5 \text{ Kg/h} = 265 \text{ lb/h}$.

Como son 3 marmitas , tenemos :

$$3 \times 265 \text{ lb/h} = 795 \text{ lb/h de vapor} \cong 23 \text{ CC.}$$

- Régimen Alimenticio :

Actualmente la disponibilidad total para hospitalizados es para 130 personas hospitalizadas, por lo tanto los cálculos lo realizaremos a partir de este dato, es decir para una máxima demanda . De acuerdo con los factores numéricos recomendados por el texto " Calderas Industriales y Marinas " para el caso de hospitales, se debe considerar un valor de 4 gal/h de agua caliente por cada persona

hospitalizada para fines alimenticios. También sabemos que se requiere 0.065 caballo caldera (CC) por Gal / h.

Por lo tanto tendremos :

$$(130 \times 4 \text{ Gal / h }) \times (0.065 \text{ CC / por Gal - h }) = 33.8 \text{ CC}$$

33.8 CC \cong 1166 lb/h de vapor requerido.

Fisiatría :

De la misma forma, consideraremos para la máxima demanda que se daría con 130 personas hospitalizadas, y de acuerdo a la referencia bibliográfica anterior se debe considerar un valor de 4.5 gal/h de agua caliente por cada persona hospitalizada , para satisfacer necesidades complementarias como fisiatría y otros usos.

Por lo tanto tendremos :

$$(130 \times 4.5 \text{ Gal / h }) \times (0.065 \text{ CC / por Gal - h }) = 38 \text{ CC}$$

38 CC \cong 1311 lb/h de vapor requerido.

Así el balance térmico lo obtendremos en base a la demanda total de vapor (lb / h) requerido , información que la resumimos en la siguiente tabla .

Demanda de vapor para el Hospital Naval		
Sección	Equipos-Necesidad	Demanda De vapor (lb / h)
Quirófano	3 Equipos Esterilizadores	360
Lavandería	2 Lavadoras-Secadoras	638
	2 Planchas	212
	1 Rodillo Planchador	360
Cocina	3 Marmitas	795
	Régimen alimenticio	1166
Fisiatría-Varios	Agua caliente	1311
Demanda Total :		4842 lb/h

Tabla 1 : Demanda de vapor en el Hospital Naval

Expresado en otra forma $4842 \text{ lb/h} \times (\text{CC} / 34.5 \text{ lb-h}) = 140 \text{ CC}$.

Ahora bien, si suponemos que la instalación y tuberías están correctamente aisladas, las pérdidas que pueden existir por radiación y convección podemos considerarlas que serán aproximadamente del 10% de la carga térmica, por lo tanto se requerirán

$$140 + 0.1 \times (140) = 154 \text{ CC}.$$

Este valor de 154 CC sería el requerimiento total para la selección de la calderas (s).

Con el propósito de tener siempre vapor y agua caliente disponible, los servidores públicos de salud recomiendan que en hospitales se tenga 2 calderas de 66% de capacidad de la demanda pico, o 3 calderas que satisfagan el requerimiento con suficiente seguridad.

Tomando en cuenta esta recomendación y considerando la primera alternativa, es decir utilizando 2 calderas se tiene:

$$154 \text{ CC para 2 calderas} = 77 \text{ CC c/u.}$$

$$77 \text{ CC (a 66\% de cap. pico)} = 117 \text{ CC}$$

Por lo tanto como primera alternativa seleccionaríamos 2 calderas que cumplan cada una con el requerimiento calculado y que a la vez existan en el mercado. Si se tratase de adquirir calderas nuevas se seleccionaría calderas pirotubulares York- Shipley serie 400, de 125 CC, considerando que los cálculos fueron hechos con suficientes factores de seguridad.

Pero en nuestro caso, en el Hospital Naval están ya instaladas 3 calderas pirotubulares y sirviendo por más de 25 años, y 2 de ellas han sido retubadas totalmente, por lo tanto no existiría la urgencia de adquirir nuevas por lo que nos corresponde comprobar si abastecen la demanda de los 154 CC requeridos.

Utilizando las 3 calderas York - Shipley instaladas actualmente, de 80 HP c/u, con presión de vapor de 150 psi, con una capacidad de producción de 2760 lb/h de vapor (80 CC) cada una, se cumplirán los requerimientos del balance térmico con suficiente seguridad pues $80 \times 3 = 240$ CC, habrá un rango de 86 CC disponibles, ya que para una máxima demanda de vapor se comprobó que se requieren 154 CC.

En el caso de la presión, las calderas instaladas en el Hospital Naval, operan a una presión de trabajo de 100 psi, y por lo tanto evaluaremos posteriormente (en el Capítulo 6), las pérdidas totales por tuberías y accesorios. Así, verificaremos si el vapor generado llega a las presiones requeridas para el funcionamiento de los equipos antes mencionados.

Así con 3 calderas de 80 CC c/u ($80 \times 3 = 240$ CC) se cumplirá con suficiente margen los 154 CC requeridos, aún si el Hospital estuviera a su máxima capacidad (totalmente lleno) y las necesidades de quirófano, fisioterapia, alimentación, lavandería fueran máximas.

Para futuros análisis consideraremos esta segunda alternativa (3 calderas de 80 HP c/u), y comprobaremos la correcta selección de las mismas y sus accesorios.

2.3 Análisis con los diversos factores de selección.

Si bien de acuerdo al balance térmico y cumpliendo las recomendaciones para las calderas instaladas en hospitales se llegó a determinar en primera instancia que es correcta la selección instalada actualmente de 3 calderas de 80 CC c/u, existen otros factores importantes que deben cumplirse para una correcta selección, estos son los siguientes:

2.3.1 El agua de alimentación disponible

Este factor tiene que ver con la disponibilidad de agua con que se cuente para la operación de las calderas, así como la calidad de la misma. De acuerdo con las instalaciones existentes en el Hospital Naval, la disponibilidad del agua no constituye un obstáculo ya que se dispone de una gran cisterna (96 m³) la cual es alimentada por tanqueros. La calidad del agua se la controla por medio de una limpieza y tratamiento permanente de la cisterna.

2.3.2 Tiempo de operación diaria de la caldera

Este factor influye en la cantidad de vapor que se requiera, así como en la elección del combustible a utilizarse. De acuerdo con el tipo de combustible a usar (diesel oil) y considerando

los requerimientos actuales en el Hospital Naval, es necesario la operación de la caldera desde las 04:00 hasta las 20:00, es decir, un tiempo de operación diario de 16 horas entre semana, los fines de semana disminuye el tiempo de operación a aproximadamente 10 horas.

2.3.3 Tipo de caldera usar

Se requiere de calderas pirotubulares de acuerdo a los requerimientos de presión y capacidad(150 psi , 80 CC) cuyo valor está dentro del rango establecido para el uso de una caldera pirotubular (250 psi).

2.3.4 Número de unidades

Este factor depende directamente de la demanda de vapor y es recomendable seleccionar más de dos calderas de la misma capacidad y de la misma marca, con ello obtenemos flexibilidad con respecto al mantenimiento y poder contar con una caldera como mínimo para cualquier situación crítica. De acuerdo al balance térmico y a la demanda de vapor se requerirá de 3 calderas de la misma capacidad y de la misma marca con lo que se obtendrá las ventajas antes mencionadas.

2.3.5 Selección del combustible

Para la selección de este factor debemos considerar además del costo de adquisición del combustible, el costo de operación el cual dependerá de la facilidad de almacenamiento y del mantenimiento del quemador así como de los demás componentes del sistema de combustible.

Considerando el tiempo de operación diaria (máx. 16 horas) de la caldera es recomendable el uso de diesel oil, que es un combustible relativamente limpio y fácil de almacenar, no requiriendo de gran cantidad de equipo para su manipulación.

Considerando la producción de vapor se recomienda que para calderas de hasta 60 CC se utilice como combustible diesel oil, para valores mayores que este, es decir, en nuestro caso 80 CC cada caldera, se deberá utilizar como combustible el fuel oil conocido también como bunker No. 6 por ser más barato, pero necesitaría de un sistema adicional para su manipulación por su alta viscosidad. Sin embargo, al hablar de costos estamos hablando de una manera general para adquirirlo en el mercado, en el caso particular de la adquisición para el Hospital Naval, el combustible recibe un cierto subsidio que

disminuye su costo y por ello se ha utilizado como combustible el diesel oil con las ventajas que este presenta.

Además los catálogos de la marca York- Shipley indican la necesidad de utilizar este tipo de combustible.

2.3.6 El espacio disponible

Es otro factor que puede causar inconvenientes, especialmente si el área destinada para instalar la caldera es reducida respecto a las dimensiones de la caldera. En el Hospital Naval, se cuenta con un espacio para el cuarto de calderas, bodegas de repuestos y laboratorio de tratamiento de agua de calderas. Sin embargo, este espacio asignado resulta un tanto incómodo para la realización de trabajos de mantenimiento, para extraer y reemplazar tubos, etc..., por lo que a futuro cuando las calderas hayan cumplido tu tiempo de servicio y se requiera reemplazarlas, sería recomendable adquirir calderas del tipo vertical con las mismas características técnicas que si existen en el mercado, con ello se resolvería las limitaciones para este factor de selección, para el actual espacio asignado de instalación.

2.3.7 La disponibilidad de energía eléctrica

De acuerdo con los requerimientos de las calderas York-Shipley - de la serie 548, en el sector asignado para la instalación de las calderas se tiene corriente trifásica, 230 V (para las calderas), y monofásica, 120 V(para los controles), quemadores y bombas . Por lo tanto no existe inconveniente en instalar este tipo de calderas.

2.3.8 Calderas instaladas y sus características

Marca : York Shipley 548.

En la serie 548 : el número "5" significa 5 pies cuadrados de superficie de calefacción por HP desarrollado. Los siguientes dígitos "48" significan el diámetro del cuerpo de la caldera expresado en pulgadas.

Capacidad : 80 HP c/u , 2760 lb/h de vapor. (80 CC)

Tipo : Caldera pirotubular horizontal
fondo seco, de 3 pasos, vapor saturado.

Combustible : diesel oil.

Presión de diseño : 150 psi.

Presión de trabajo : 100 psi.

CAPITULO 3

3. CALCULOS Y DISEÑO DEL SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTACION.

Al constituir el agua de alimentación para las calderas, la materia prima para la producción del vapor, es necesario el suministro permanente de este líquido para mantener la generación constante del vapor requerido.

De manera general, el sistema de agua de alimentación lo conforman los siguientes elementos, los cuales analizaremos de una manera detallada.

1. Tanque de almacenamiento.
2. Equipo de bombeo.
3. Equipo de control.

3.1 Diseño del tanque de agua de alimentación.

La generación de vapor en la caldera dependerá de la cantidad de agua que se suministre a ésta, y es recomendable que la capacidad del tanque de alimentación sea tal que almacene una cantidad

mínima de agua suficiente para sostener la evaporación de la caldera por lo menos durante 20 minutos.

De acuerdo con datos experimentales se tiene que para satisfacer la demanda de 1 CC se requieren 0.069 galones americanos por minuto o 0.261 litros/ minuto de agua de alimentación.

Además, el tanque de agua de alimentación nunca deberá estar el 100% lleno, sino que solamente el nivel del agua debe cubrir el 70% del volumen del tanque, con el fin de considerar el aumento de presión cuando hay incremento de temperatura en el agua con tendencias a su evaporación.

Con las recomendaciones anteriores y considerando 3 calderas de 80 CC c/u, el tanque de agua de alimentación será diseñado de la siguiente manera:

Capacidad del tanque = Reserva mínima de agua / 0.7

$[(\# \text{ de calderas}) \times (80 \text{ CC}) \times (0.261 \text{ lts/min}) \times (\text{tiempo mín en min})] / (0.7)$

$[(3 \text{ calderas}) \times (80 \text{ CC}) \times (0.261 \text{ lts/min}) \times (20 \text{ min})] / (0.7)$

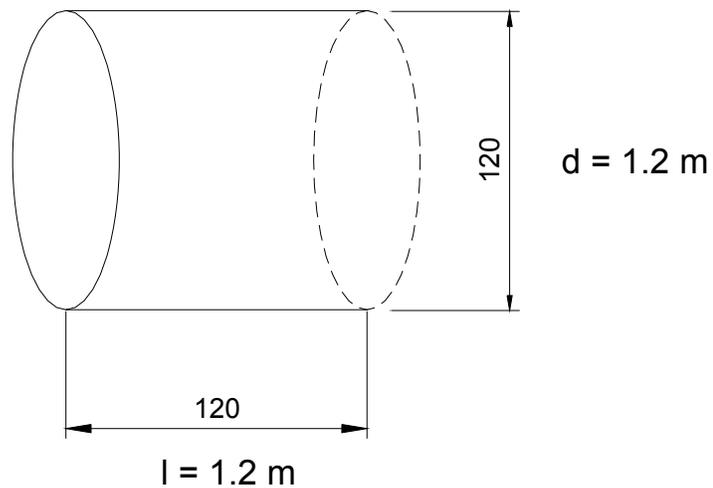
Capacidad del tanque = 1790 litros \cong 473 galones U.S \cong 1.8 m³

El tanque de agua de alimentación existente en el Hospital Naval, lo podemos apreciar en la Figura 3.1.



Figura 3.1 : Tanque existente para agua de alimentación .

Este tanque está construido en forma de un cilindro horizontal, ubicado a una altura de 1.78 m. desde el piso y tiene las siguientes dimensiones:



Longitud (l) = 1.2 m.

Diámetro(d)= 1.2 m.

Con estas dimensiones tenemos que la capacidad del tanque de agua de alimentación será de 1.35 m^3 , lo cual no abastece a la reserva mínima recomendada de 1.8 m^3 (473 galones U.S), en el caso de utilizar las 3 calderas.

Al operar las 3 calderas es notorio la diferencia de volumen que le hace falta al tanque de alimentación, pues es necesario el permanente control del nivel y en muchos casos como este control es manual se produce subidas de nivel sobre el 70% del volumen total, lo que provoca contracciones y desgaste del material.

Alternativas de diseño para la construcción de un tanque de alimentación serán $l = 1.6 \text{ m}$ y $d = 1.2 \text{ m}$; o $l = 1.2 \text{ m}$ y $d = 1.4 \text{ m}$. En ambos casos cumplirá con la reserva mínima recomendada considerando que se estén operando las 3 calderas para abastecer los requerimientos máximos (130 personas internas en el Hospital Naval). Para situaciones menores se ha venido operando solamente con una caldera y en este caso la capacidad del tanque de alimentación existente será suficiente.

Una selección estandarizada para cumplir con la mínima capacidad del tanque para agua de alimentación calculado (1790 litros \approx 473 galones U.S) sería seleccionarlo de las capacidades estandarizadas

dadas por los fabricantes. Así por ejemplo, los fabricantes de tanques " Donlee – Technologies Inc ", presentan una lista de tanques construidos y con sus accesorios respectivos, los cuales los podemos observar en la Tabla 2, y en la Figura 3.2.

De esta lista seleccionaremos el tanque de tamaño 500 (capacidad de 500 galones U.S) , con las características indicadas en la siguiente Tabla.

Tanque Tamaño (Gnes)	Largo A	∅ B	C	D	E	Baja Presión/ Retorno F	Venteo G	Alta Presión/ Succión/ Retorno H	I
50	3'-0"	1'-8"	1'-6"	1'-0"	8"	3"	¾"	2"	1"
90	3'-10"	2'-0"	1'-11"	1'-4"	8"	3"	¾"	2"	1"
150	4'-1"	2'-6"	2'-½"	1'-4"	8"	4"	1"	2"	1"
210	5'-0"	2'-8"	2'-6"	1'-6"	8"	4"	1½"	2"	1"
260	6'-3"	2'-8"	3'-1½"	2'-0"	8"	4"	1½"	2"	1¼"
315	5'-4"	3'-2"	2'-8"	2'-0"	8"	4"	1½"	2"	1¼"
400	5'-6"	3'-6"	2'-9"	2'-0"	8"	4"	2"	2"	1¼"
*500	7'-0"	3'-6"	3'-6"	2'-0"	12"	4"	2"	2½"	2"
650	7'-0"	4'-0"	3'-6"	2'-0"	12"	4"	2½"	2½"	2"
750	8'-0"	4'-0"	4'-0"	2'-6"	12"	4"	2½"	3"	2"
1050	11'-3"	4'-0"	6'-½"	4'-0"	12"	4"	2½"	3"	2½
1250	8'-6"	5'-0"	4'-3"	3'-0"	12"	4"	2½"	3"	2½
1400	9'-6"	5'-0"	4'-9"	3'-0"	12"	4"	2½"	3"	2½
1650	11'-2"	5'-0"	5'-7"	4'-0"	12"	6"	2½"	3"	3"

* Tanque seleccionado.

Tabla 2 : Tanques para agua de alimentación.
Fuente de datos : Fabricantes Donlee-Technologies Inc.

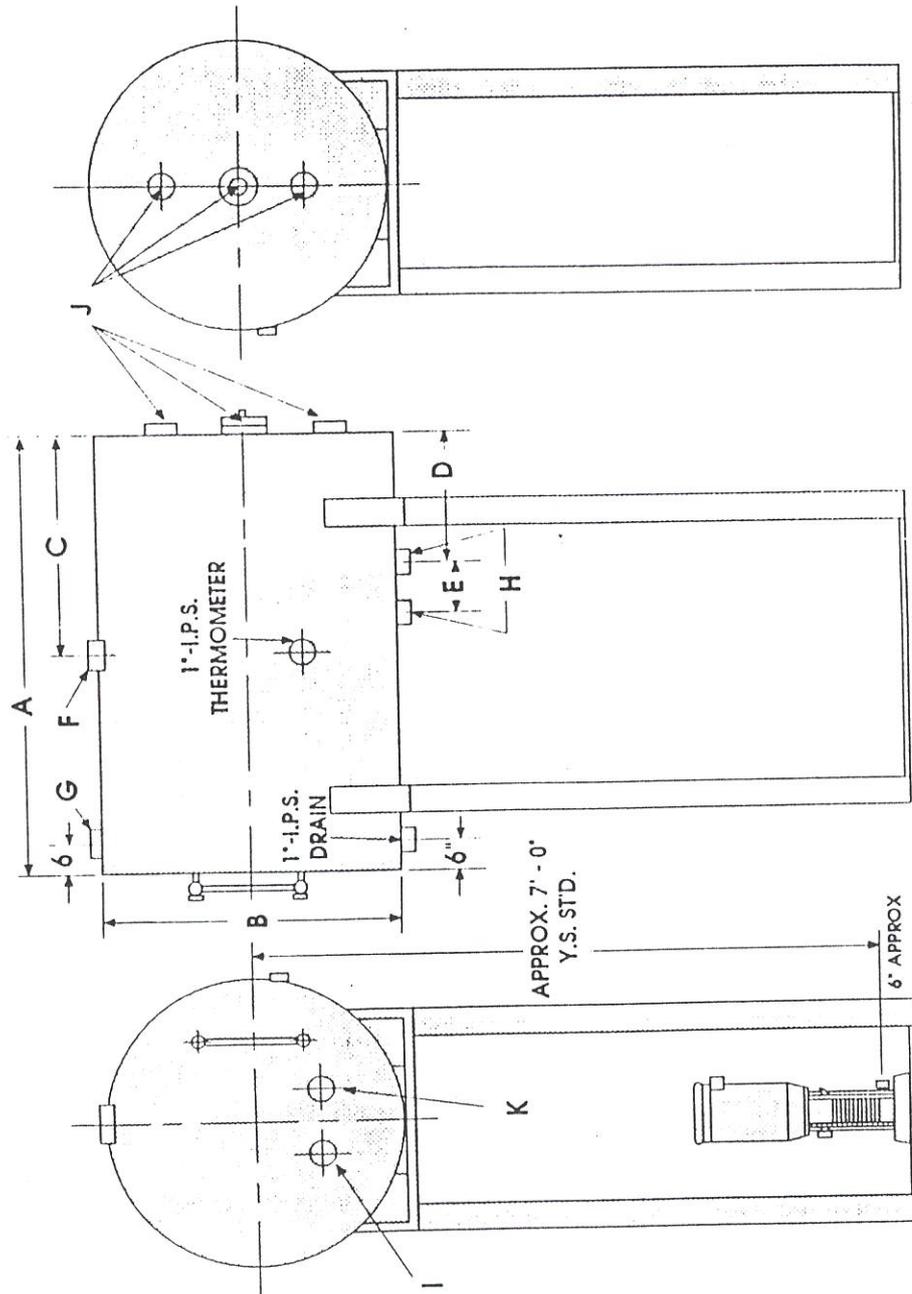


Figura 3.2 : Tanque seleccionado para agua de alimentación.
Fuente de información : Donlee -Technologies Inc.



El tanque de agua de alimentación existente recibe retornos de condensado provenientes del tambor de vapor, al enfriarse este cuando se pone fuera de servicio la caldera (s) a las 20:00 horas.

Además, para compensar pérdidas a través de todo el sistema y continuar con la alimentación hacia la caldera, existen 2 circuitos para el ingreso de agua al tanque de alimentación.

1.- Un primer circuito que proviene de la conexión entre un tramo de agua fría desde la cisterna, con otro tramo de agua caliente y vapor desde un tanque intercambiador.

2.- Un segundo circuito (vapor húmedo) que proviene del tanque intercambiador.

Estos circuitos los podemos apreciar en las siguientes tomas fotográficas (Figura 3.3 a Figura 3.5), para las cuales las acotaciones y mejoras las iremos desarrollando como parte del sistema de agua de alimentación.



Figura 3.3 : Circuito de ingreso del agua de alimentación 1.

En la anterior figura, se puede notar la presencia de un tanque de almacenamiento de agua (color azul), que no esta siendo tomado en cuenta para ningún circuito de alimentación . Anteriormente posiblemente formó parte del sistema de alimentación, pero en la actualidad no está siendo utilizado. Posteriormente se planteará el uso con el fin de aprovechar su presencia.



Figura 3.4 : Circuito de ingreso del agua de alimentación 2.



Figura 3.5 : Circuito de ingreso del agua de alimentación 3.

El objetivo de ingresar agua a la temperatura más alta posible al tanque de alimentación y mantenerla así, es para evitar problemas de dilatación, contracciones y choques térmicos. Además, es muy importante ya que mientras más fría se encuentre el agua en el tanque de alimentación, esta tendrá más oxígeno disuelto (elemento

corrosivo en el sistema) y se requerirá de una mayor cantidad de productos químicos para eliminarlo.

A continuación presentamos un esquema en el que se puede notar la relación entre la temperatura del agua de alimentación con la cantidad de oxígeno disuelto en la misma (ppm).

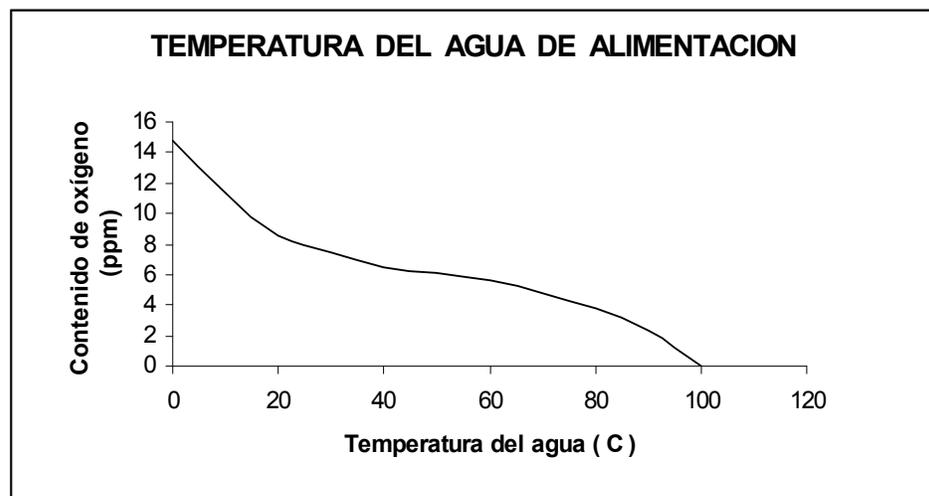


Figura 3.6 : Temperatura del agua VS contenido de oxígeno.

Para ayudar a mantener el agua de alimentación a una temperatura relativamente alta es decir alrededor de los 80 °C, y con ello lograr beneficios técnicos y económicos, podemos adaptar un sistema de recuperación de calor de las purgas de superficie, en el sistema existente del Hospital Naval.

Es decir, la purga de superficie de cada caldera, en lugar de que sean desperdicias por tuberías de desagüe hacia ambientes exteriores , como se lo hace en la instalación existente (Figura 3.7), las podemos dirigir hacia un sistema que permita recuperar ese calor todavía útil.



Figura 3.7 : Mediante las purgas de superficie (tubería negra),se está eliminando condensado hacia los desagües, desperdiciándose energía , que puede ser recuperada.

De acuerdo con los fabricantes de estos sistemas de recuperación de calor, afirman que se puede obtener hasta un 80% del calor del agua de las purgas mediante un sistema de recuperación adecuadamente diseñado.

El revaporizado ("flash") es liberado del agua caliente de las purgas cuando la presión cae al pasar por una válvula de control de purga. Esta mezcla de revaporizado y agua de purga puede ser separada en el tanque " flash ". El diseño del tanque asegura que las velocidades se mantengan bajas para obtener una buena separación. Este revaporizado seco se conduce, a una presión baja, al tanque de almacenamiento de agua de alimentación a través de un distribuidor o cabezal desaireador y condensador de revaporizado.

Una trampa con flotador (purgador) adaptada a la salida inferior del tanque "flash", descarga el agua residual de purga.

A la descarga de la trampa de flotador, el agua residual de purga, que aún se mantiene caliente, se la puede hacer pasar por un intercambiador de calor donde entrega su calor. Aquí precisamente se puede aprovechar como intercambiador al tanque de almacenamiento mencionado en la Figura 3.3 (color azul), que es un tanque de almacenamiento que no esta siendo utilizado para nada en la instalación existente. Se lo puede mantener con agua fría que ingrese de la cisterna, y permitir el ingreso del agua residual de la purga a

manera de un serpentín, con lo cual se elevara la temperatura del agua del tanque y ser utilizada para diferentes usos.

El agua de purga ya enfriada puede descargarse sin problema por medio de los desagües. Para conservar la energía, la bomba de recirculación será activada por un termostato instalado a la entrada del agua de purga del intercambiador de calor. De este modo, únicamente operara cuando haya flujo de agua de purga.

El tanque de revaporizado, o también conocido como tanque “flash”, aprovecha el uso del revaporizado, que se forma de la siguiente manera :

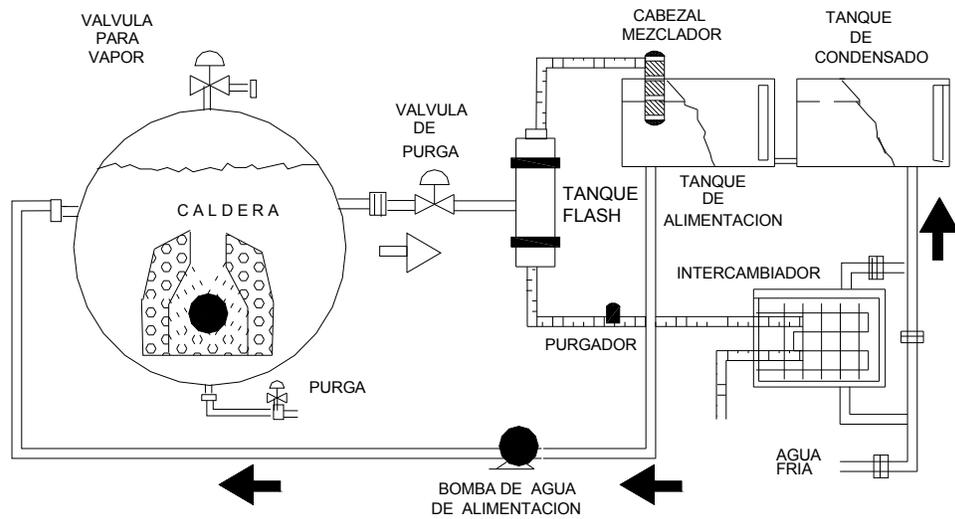
Cuando un condensado caliente y a presión es descargado a una presión más baja, su temperatura alcanza muy rápidamente la del punto de ebullición. El excedente de calor se utiliza como entalpía de evaporación de parte del condensado. El decir el vapor, en los equipos de proceso, no puede entregar todo su calor en el curso de la condensación, hay una parte de su entalpía que es descargada como condensado caliente presurizado y que puede reutilizarse. El condensado caliente normalmente es retornado y utilizado como parte del agua de alimentación, pero antes de esto hay una etapa intermedia (tanque flash o de revaporizado) que puede aprovecharse.

El condensado presurizado se revapora en parte cuando la presión se reduce, este vapor flash puede recuperarse en el tanque de recuperación (tanque flash o de revaporizado) que cumple 3 funciones : colector , separador y distribuidor.

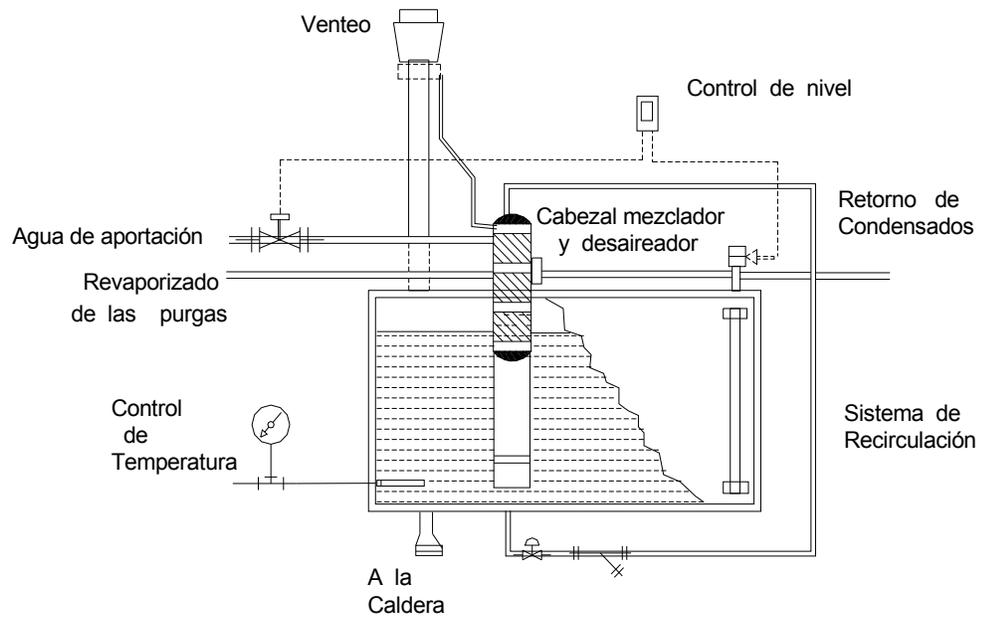
Este sistema válvula de purga – tanque de revaporizado – intercambiador de calor , y además un detalle de los accesorios para el tanque de agua de alimentación, se lo muestra en la Figura 3.8 , y con ello estaremos aprovechando eficientemente el vapor del sistema.

Al seleccionar los equipos que conformarán este sistema de recuperación de calor, debemos realizar ciertas consideraciones las mismas que están enfocadas al aprovechamiento y uso de los equipos ya existentes, lo cual aumentaría el beneficio , al disminuir el tiempo para la recuperación de la inversión realizada en la instalación de este sistema.

Así, utilizaremos como intercambiador de calor al tanque de almacenamiento (color azul) mostrado en la Figura 3.3, siendo necesaria la construcción de un serpentín conductor del condensado caliente para el intercambio de calor con el agua de dicho tanque.



a) Distribución de los equipos requeridos.



b) Detalle de accesorios para el tanque de alimentación.

Figura 3.8 : Sistema de recuperación de calor de la purga de superficie .

Existirá un sistema de control de purgas para cada caldera, el mismo que será revisado detalladamente en el Capítulo 5, cuando analicemos los controles de las calderas.

La conexión de la válvula de purga de cada caldera estará conectada a un único tanque “ flash”, el mismo que lo dimensionaremos a partir de información conocida de la instalación existente, y que la presentamos a continuación :

De acuerdo con los resultados de las pruebas para el agua de alimentación que ingresará a cada caldera, esta agua presenta aproximadamente 140 ppm de impurezas (TDS), es decir, 0.14 g/lt. de agua.

[1 ppm = 1 mg/lt]

Consideremos la máxima demanda de vapor requerido, de acuerdo a los resultados obtenidos en el Capítulo 2, sección 2.2, en la que se requiere 154 CC para la producción de vapor, es decir 2421 Kg/h o 5326 lb/h de vapor.

Si queremos cuantificar la cantidad de impurezas acumuladas,

tenemos que en 1 hora:	0.14 g ↓ 2421	= 0.338	Kg.
	En 10 horas	= 3.38	Kg.
	En 1 día (16 h de operación.)	= 5.423	Kg.

Por lo tanto es necesario purgar con el fin de eliminar estas impurezas, y reemplazar con agua fresca en las calderas. Pero debemos saber exactamente cuanta cantidad de agua se debe purgar, ya que si purgamos en exceso, estaríamos derrochando energía, perdiendo agua innecesariamente y también perdiendo tratamientos químicos; en cambio si purgamos menos de lo necesario estaríamos acumulando impurezas en la caldera, incrementando las espumas y con ello el arrastre de agua con el vapor. Para evitar estos inconvenientes existe la siguiente relación para calcular la cantidad de agua que se debe purgar :

$$\text{Cantidad de purga} = \frac{\text{ppm (entrada) } \downarrow \text{ Producción}}{\text{TDS (recomendado) - ppm (entrada)}}$$

Consideremos los datos conocidos, y de acuerdo a las recomendaciones sugeridas por la ABAI (American Boiler and Affiliated Industries) que establece que para calderas de hasta 300 psi se mantendrá 3500 ppm como TDS dentro de la caldera, tendremos :

$$\text{Cantidad de purga} = \frac{140 \text{ ppm} \downarrow 5326 \text{ lb/h}}{3500 \text{ ppm} - 140 \text{ ppm}}$$

Cantidad de purga = 222 lb/h o 101 Kg/h .

Esta cantidad de purga será para la máxima demanda de vapor, es decir 154 CC .

Dimensionamiento del tanque “ flash ” :

Utilizamos la Figura 3.9, en la cual ingresamos por la parte izquierda de la figura con la presión en las trampas, que será la presión del vapor que sale de las calderas (100 psig).

Avanzamos horizontalmente hasta interceptar la curva de la presión del vapor flash deseado, por ejemplo a 20 psig, y descendemos verticalmente hasta el eje horizontal, en el cual corresponderá al valor de 0.088, que es el factor de lb.vapor/ lb.condensado. Por lo tanto si para la máxima demanda de vapor se tenía una purga de 222 lb/h, la cantidad de vapor flash que se puede obtener de esta cantidad de purga será : $0.088 \times 222 \text{ lb/h} \cong 20 \text{ lb/h}$ de vapor flash a 20 psig.

Utilizando la Figura 3.10 , y con los datos conocidos : 20 lb/h de vapor flash, condensado 222 lb/h , se obtendrá que la capacidad del tanque

flash cae en el grupo de tamaño 6, con las características presentadas en la Figura 3.11.

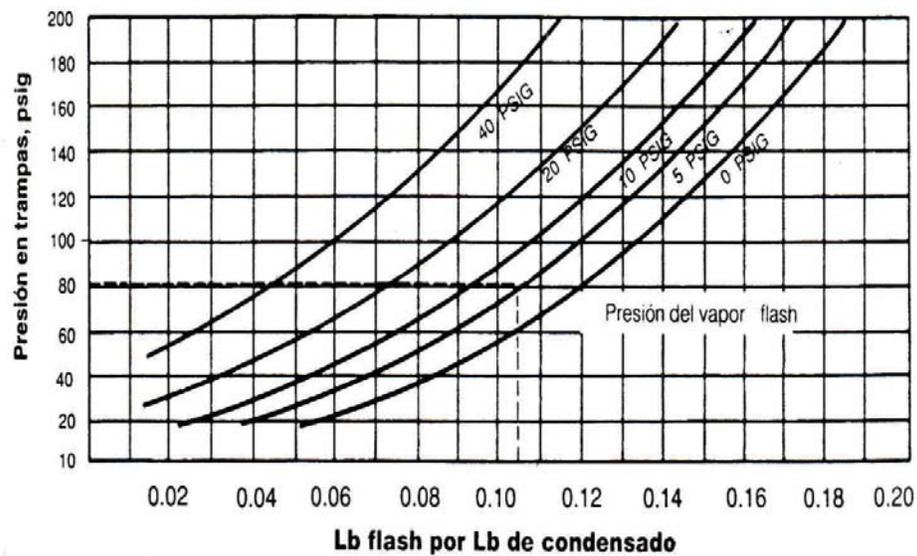


Figura 3.9 : Proporción de vapor flash.

Fuente de información : Catálogo de productos Spirax /Sarco

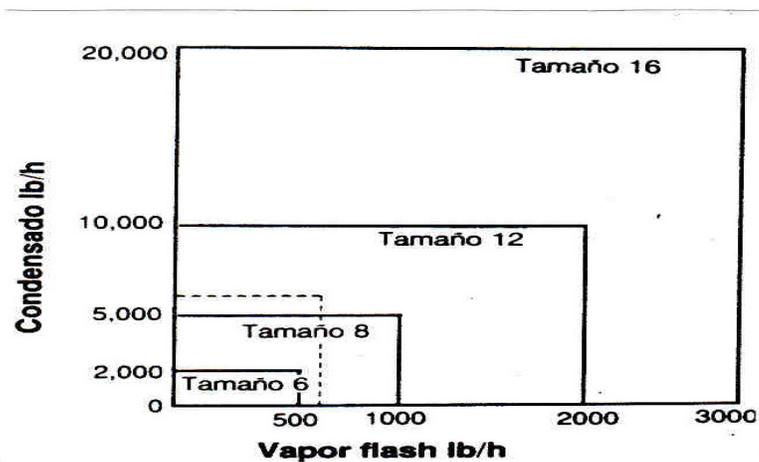
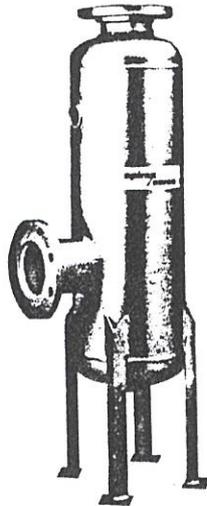


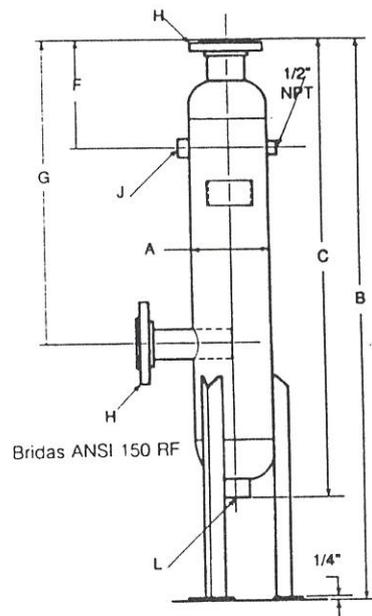
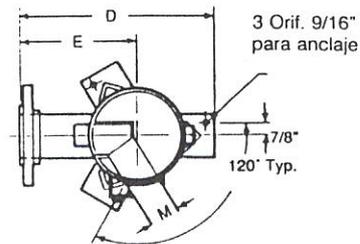
Figura 3.10: Selección de tanques flash.

Fuente de información : Catálogo de productos Spirax /Sarco.

Modelo	Tanques Flash
PMO	150 psig
Tamaño	6", 8", 12", 16"
Conexiones	Bridas ANSI 150 & NPT
Construcción	Acero



Tanque de Recuperación de Flash



Dimensiones (nominales) en pulg.													
Medida	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M	Peso
6"	6	47	38.6	13	8	9	25.5	2-1/2"	3/4"	8.8	1-1/2"	2.5	75 lb
8"	8	48	39.6	14.6	8.6	9.5	25.8	4"	3/4"	10.8	2"	3.5	105 lb
12"	12	49.5	41.2	19.9	11.8	11.5	26.8	5"	1-1/2"	14.9	3"	5	165 lb
16"	16	58	49.7	23.5	13.4	12.5	32	6"	2"	18.9	3"	5	215 lb

Figura 3.11 : Características del tanque flash seleccionado.
Fuente de información : Catálogo de productos Spirax /Sarco

De los 222 lb/h de condensado, se producirán 20 lb/h de vapor flash, que ingresaran al tanque para agua de alimentación. La diferencia, es decir 202 lb/h de condensado serán conducidos hacia el tanque de almacenamiento de agua que funcionara como intercambiador de agua, aumentara la temperatura del contenido de agua del mismo, y solo entonces será desechado este condensado.

Se debe tomar en cuenta que este sistema de recuperación de calor ha sido adaptado considerando un único tanque flash, es decir las purgas de superficie de cada caldera serán conducidas a este tanque flash.

En el Capítulo 9, se analizaran los costos de los diferentes equipos y /o materiales, así como también el costo del montaje para este sistema de recuperación de calor.

3.2 Cálculos y Selección de la bomba de alimentación.

A fin de lograr una correcta selección de las bombas para la alimentación del agua hacia cada caldera, se deberán analizar diferentes parámetros los mismos que presentamos a continuación :

- a) Operación continua o intermitente.
- b) Temperatura del agua a la succión.

- c) Capacidad.
- d) Presión de descarga.
- e) Carga neta de succión positiva requerida (NPSH).

a) Operación continua o intermitente.

La operación de las calderas será en forma *intermitente*, pues este tipo de calderas York - Shipley trabajan con un flotador sobre el cual actúa un switch; este switch hace que el motor que impulsa la bomba pare o arranque entre cierto nivel. En este caso, la tubería de descarga de cada bomba se dirigirá directamente a la caldera sin restricciones en las líneas, por lo que no se requiere reguladores ni válvulas motorizadas.

Por lo tanto considerando este factor de selección se deberá considerar que la bomba de agua de alimentación al tener una operación intermitente, debe ser del tipo centrífuga: *turbina* (con paletas difusoras fijas y paletas impulsadoras para convertir la velocidad del agua en presión dentro del anillo difusor), de acuerdo a las recomendaciones técnicas.

b) Temperatura del agua a la succión.

De acuerdo a la temperatura que se mantiene en el tanque de agua de alimentación (indicado en el medidor de temperatura alrededor

de 80 °C , pero disminuye este valor al recorrer la tubería hacia la succión), así se puede considerar que para el ingreso hacia la succión de la bomba, este valor será de alrededor de 70 °C lo cual es seguro ya que a temperaturas superiores se presentarán problemas de cavitación.

Por lo tanto, la temperatura del agua en la succión no superará los 104°C, que es el rango máximo para utilizar bombas standard (sin necesidad de enfriamiento externo). De acuerdo a esto se requerirá bombas *standard tipo turbina*.

c) Capacidad.

Es decir, necesitamos conocer el caudal que cada bomba puede proveer, pero siempre dependiendo también de la presión de descarga y de la carga neta de succión requerida.

Los fabricantes de bombas recomiendan el valor de la capacidad de acuerdo al tipo de bomba seleccionada, así la recomendación dice:

- Bomba tipo turbina : 1.5 a 2.0 la capacidad de evaporación.

Como se seleccionó una bomba tipo turbina , elijo el 2.0 de exceso de agua evaporada como factor de seguridad, requiriéndose 0.069

GPM de agua por cada caballo caldera, con lo que para las calderas York Shipley de 80 CC, tendremos:

C_{bmb} : Capacidad de bombeo.

$$C_{bmb} : (80 \text{ CC}) \times (0.069 \text{ GPM /CC}) \times (\text{factor 2}) = 11.04 \text{ GPM.}$$

$$C_{bmb} \cong \mathbf{11 \text{ GPM.}}$$

En la sección de Anexos, tabla B, presentamos las curvas de una bomba para agua de alimentación tipo turbina , la misma que cumple los requerimientos calculados.

d) Presión de descarga.

Debido a que la tubería de descarga de la bomba se encuentra conectada directamente a la caldera (es decir, sin existir alguna válvula motorizada o regulador de agua de alimentación en esta línea), solamente debemos considerar la presión de alimentación de la caldera y las pérdidas producidas en la tubería para así determinar la presión de descarga requerida de la bomba.

Por un lado ya conocemos la presión de alimentación de las calderas York Shipley –serie 548 seleccionadas, y es de 100 psi .

Por otro lado debemos evaluar las pérdidas producidas en las tuberías, y para esto debemos tomar en cuenta que la distribución

del circuito de agua de alimentación existente está de acuerdo a la disponibilidad del espacio físico en la sala de calderas.

Así para cada caldera señalaremos los tramos de tubería y accesorios requeridos para conectar a su respectiva bomba de agua de alimentación, luego realizaremos la evaluación de pérdidas para cada sistema caldera-bomba.

En la siguiente tabla se presenta de manera resumida los datos y características de los tramos que conectan cada bomba de alimentación a su respectiva caldera.

Tuberías Y Accesorios	alimenta caldera-bomba # 1	alimenta caldera-bomba # 2	alimenta caldera-bomba # 3
alimenta total de tubería 1½ cédula 40	46 pies	33 pies	31.5 pies
Codos de 1½	10	8	8
Válvulas de paso 1½	3	3	3
Válvula de retención	1	1	1

Tabla 3 : Características de tramos caldera-bomba /alimentación.

Ahora para evaluar las pérdidas para cada conexión caldera-bomba de alimentación, usaremos la Tabla 4 (en Anexos), que relaciona el caudal con la velocidad para diferentes tuberías, en este caso nos interesa para tubería de $1\frac{1}{2}$ pulgada - cédula 40.

También usaremos la Tabla 5 (en Anexos), tomada del texto Hidráulica Práctica de Andrew L. Simon para evaluar los coeficientes de pérdidas locales para los accesorios. Así mismo utilizaremos la Figura 3.12 , tomada del texto Introducción a la mecánica de fluidos de Fox-McDonald, para determinar la viscosidad dinámica del agua .

Se debe tener en cuenta que las pérdidas totales están dadas por las pérdidas en las tuberías más las pérdidas en los accesorios (válvulas de paso, codos, válvulas de retención)

Llamemos :

H_T a las pérdidas totales.

H_t a las pérdidas en las tuberías

H_a a las pérdidas en los accesorios

h_f : factor interpolado para 11 GPM, tubería $1\frac{1}{2}$ Tabla 4 (Anexos)

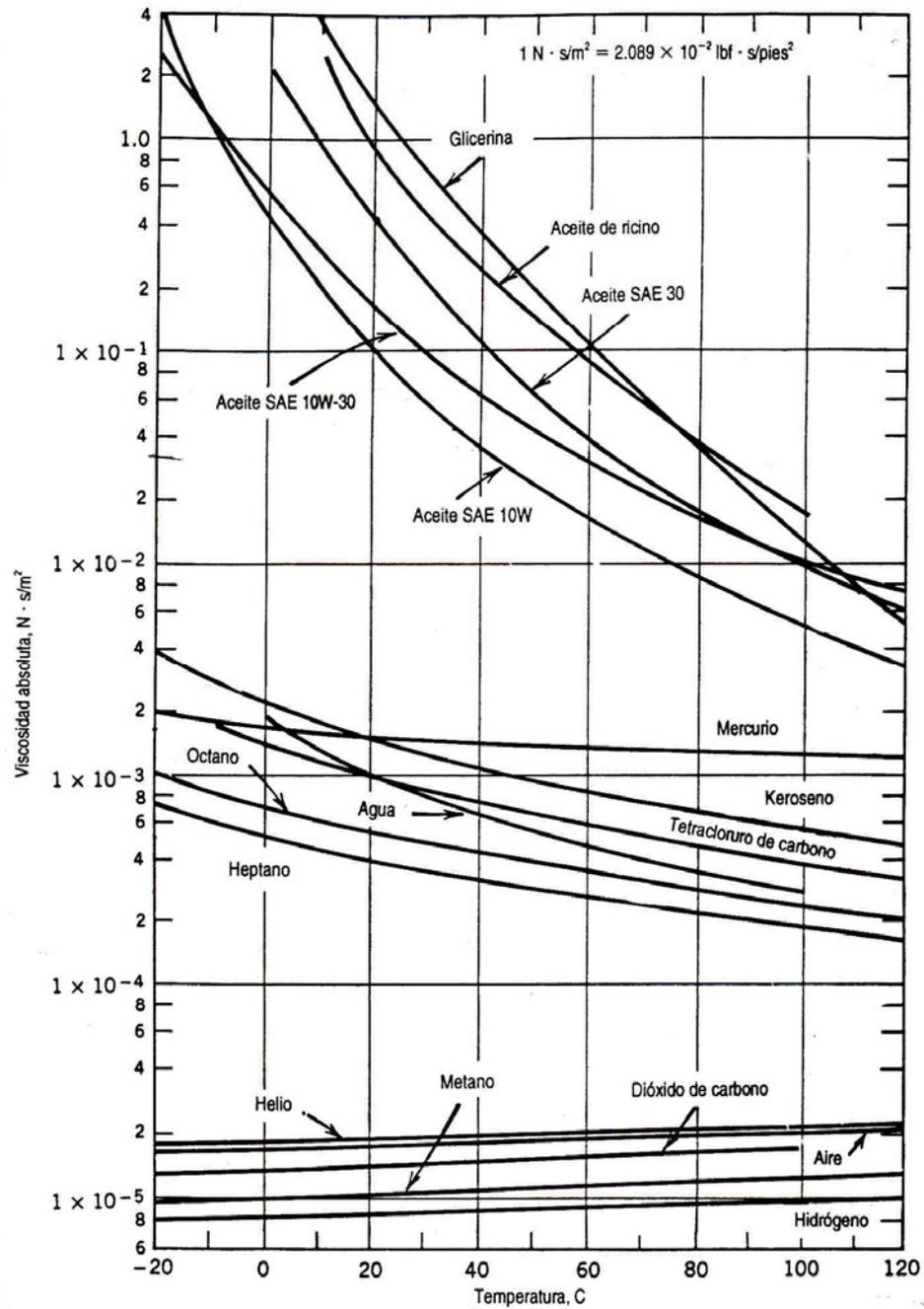


Figura 3.12 : Viscosidad dinámica del agua .
Fuente de información: Introducción a la mecánica de fluidos ,Fox-McDonald.

Pérdidas en tuberías :

$$H_t = (hf) \times (\text{longitud de tubería}) / 100.$$

Entonces para cada conexión tendremos los siguientes resultados:

Conexión caldera-bomba # 1 :

$$H_t = (0.995) \times (46 \text{ pies}) / 100$$

$$H_t = 0.4577 \text{ pies}$$

Conexión caldera-bomba # 2 :

$$H_t = (0.995) \times (33 \text{ pies}) / 100$$

$$H_t = 0.328 \text{ pies}$$

Conexión caldera-bomba # 3 :

$$H_t = (0.995) \times (31.5 \text{ pies}) / 100$$

$$H_t = 0.313 \text{ pies}$$

De acuerdo con los resultados anteriores podemos considerar la conexión para la cual se produce la mayor cantidad de pérdidas, (Conexión caldera-bomba # 1), en la que $H_t = 0.4577$ pies, la

misma que producirá una pérdida de presión calculada de la siguiente manera:

$$PP_t = (H_t) \times (\text{densidad del agua } 70 \text{ }^\circ\text{C aprox.}) \times (\text{gravedad}) .$$

$$PP_t = (0.4577 \text{ pies}) \times (61.38 \text{ lb/pie}^3) \times (32.17 \text{ pies/seg}^2) .$$

$$PP_t = 0.195 \text{ psi} *$$

(* utilizando factores de conversión de unidades : lbf= 32.2 lb.pie/seg²; psi = lbf/pulg²).

Pérdidas en accesorios :

Igualmente la conexión caldera-bomba # 1 es la que presenta el mayor número de accesorios y por lo tanto la calcularemos para este tramo.

Utilizando la Tabla 5 (Anexos), tenemos los siguientes coeficientes de pérdidas locales :

Para los codos de 1½ (α = 90°) : k = 1.177

Para las válvulas de paso : k = 17

Para la válvula de retención : k = 12

Las pérdidas locales en los accesorios las calcularemos mediante la relación:

$$h_v = k (v^2 / 2g)$$

h_v para los codos:

$$(1.177) \times [(1.735 \text{ pies/seg})^2 / 2(32.17 \text{ pies/seg}^2)] \times 10 \text{ codos} = 0.55 \text{ pies.}$$

h_v para las válvulas de paso:

$$(17) \times [(1.735 \text{ pies/seg})^2 / 2(32.17 \text{ pies/seg}^2)] \times 3 \text{ válvulas} = 2.38 \text{ pies.}$$

h_v para la válvulas de retención:

$$(12) \times [(1.735 \text{ pies/seg})^2 / 2(32.17 \text{ pies/seg}^2)] \times 1 \text{ válvula} = 0.56 \text{ pies.}$$

Como H_a es las pérdidas en los accesorios será:

$$H_a = 0.55 + 2.38 + 0.56 = 3.49 \text{ pies.}$$

Por lo tanto la pérdida de presión en los accesorios será:

$$PP_a = (H_a) \times (\text{densidad del agua } 70^\circ \text{C aprox.}) \times (\text{gravedad}).$$

$$PP_a = (3.49) \times (61.38 \text{ lb/pie}^3) \times (32.17 \text{ pies/seg}^2).$$

$$PP_a = 1.49 \text{ psi}^* .$$

(* utilizando factores de conversión de unidades).

Finalmente la pérdida de presión total será la sumatoria de las perdidas ocasionadas en los tramos de las tuberías más las pérdidas en los accesorios.

Así :

$$PP_T = PP_t + PP_a$$

$$PP_T = 0.195 \text{ psi} + 1.49 \text{ psi.}$$

$$PP_T = 1.685 \text{ psi.}$$

Por lo tanto para la selección de las bombas de alimentación se deberá considerar esta presión adicional que ha sido calculada para el tramo de mayor longitud y mayor número de accesorios (conexión caldera-bomba # 1)

De acuerdo con los fabricantes de bombas se recomienda que la bomba de agua de alimentación tipo turbina para las calderas deba desarrollar una presión de descarga siempre mayor que la presión de operación de la caldera y se considera que este valor adicional debe estar entre 5 a 25 psi. En este caso la presión de operación de las calderas es de 100 psi y que sumado a la presión adicional por pérdidas en las tuberías y accesorios (1.685 psi), y seleccionando el valor adicional recomendado de 25 psi, las bombas de alimentación deberán tener una presión de descarga mínima de 126.685 psi.

De las bombas existentes en el mercado, la más próxima a desarrollar esta presión es una bomba tipo turbina turbi-plus, 1750

rpm con un rango de presiones entre 100, 125 y 150 psi de acuerdo al caudal 11, 9 y 7.5 GPM. respectivamente.

Las bombas de alimentación existentes en el Hospital Naval son del tipo antes mencionado, y de acuerdo a los requerimientos de vapor para el consumo, abastecen la cantidad de agua necesaria, sin existir en la actualidad inconvenientes en el suministro.

e) La carga neta de succión positiva (NPSH)

Todas las bombas requieren determinada carga neta positiva de succión NPSH, para permitir que el líquido fluya a la carcasa de la bomba. Este valor lo determina el diseñador de bombas y se basa en la velocidad de rotación, la superficie de admisión o el ojo del impulsor en una bomba centrífuga, el tipo y número de alabes en el impulsor, etc...

Cuando una bomba centrífuga no cuenta con suficiente NPSH disponible en el sistema en que va a funcionar, se reducirá la capacidad para la cual fue diseñada, es decir, en el punto de capacidad requerida la bomba producirá menos carga que la calculada. Esto causará cavitación, se producirán burbujas de vapores en el líquido, que se aplastan con rapidez y liberan

energía que atacara los alabes del impulsor o el alojamiento del impulsor.

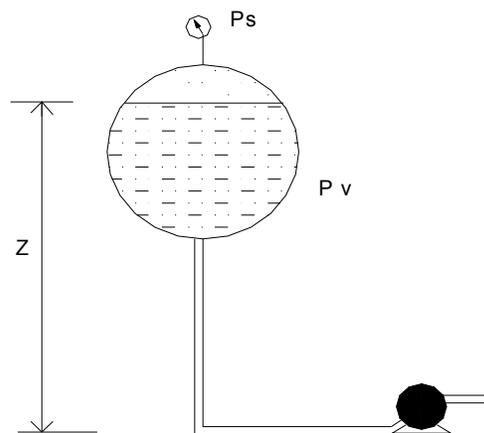
Ahora bien, se tiene por un lado la carga neta positiva de succión requerida ($NPSH)_R$ que es una característica del diseño propio de la bomba, es la energía en pies de carga de líquido que se necesita en la succión de la bomba por arriba de la presión de vapor del líquido a fin de que la bomba entregue una capacidad dada a una velocidad dada. Se puede decir que representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor.

Por otro lado tenemos la carga neta positiva de succión disponible ($NPSH)_A$, que es una característica del sistema en el cual vamos a emplear la bomba y representa la diferencia entre la carga absoluta de succión existente y la presión de vapor a la temperatura prevaleciente.

Debemos tomar en cuenta para la selección de las bombas de alimentación, que los cambios en la ($NPSH)_A$ no alteran el rendimiento de la bomba, siempre y cuando la ($NPSH)_A$ sea mayor que la ($NPSH)_R$. Sin embargo, cuando la ($NPSH)_A$ cae por debajo del valor de ($NPSH)_R$, la bomba empieza a tener cavitación y pierde eficiencia. La ($NPSH)_A$ indica si el agua se vaporizará o no en el punto de menor presión de la bomba.

Debido a que la $(NPSH)_R$ está determinada en función del diseño de la bomba y se indica en las curvas de la bomba adquirida, nuestro objetivo será la determinación de la $(NPSH)_A$ y el cumplimiento de la relación antes mencionada.

A continuación se presenta un esquema que representa el tanque de agua de alimentación y la línea de conexión hasta la bomba de alimentación, de acuerdo a las dimensiones y condiciones de operación de las calderas en el Hospital Naval.



Con la información mostrada en el anterior esquema, calculamos la carga neta positiva de succión disponible $(NPSH)_A$, de acuerdo a la siguiente expresión :

$$(NPSH)_A = \left\{ \left[\frac{2.31 (P_s - P_v)}{\text{sp.gr}} \right] + Z - (H_{fs} + H_i) \right\}$$

Donde :

P_s : Presión de succión .

P_v : Presión de vapor del líquido .

sp.gr : Densidad relativa del líquido.

Z : Altura de succión .

H_{fs} : Fricción en la succión .

H_i : Pérdidas en la entrada.

Para nuestro caso tenemos los siguientes datos:

P_s = Ej. 15 psi.

P_v = A 70 °C (158 °F) = 4.519 psi.

sp.gr = A 70 °C (158 °F) = 0.9781

Z = 7.54 pies (2.3 m)

Fricción en la succión (H_{fs}) :

Para la evaluación de las pérdidas por fricción en la succión H_{fs} , vamos a utilizar el diagrama de Moody presentado en la Figura 3.15 , tomada del texto Introducción a la mecánica de fluidos de Fox-McDonald, para lo cual previamente estableceremos las propiedades del fluido (número de Reynolds Re), y características de la tubería en la succión .

Utilizando el Nomograma de Hazen-Williams , Figura 3.13 , se puede determinar la velocidad promedio V , (para tubería de $2\frac{1}{4}$, 11 GPM, $v = 0.9$ pies/seg).

El número de Reynolds Re , está dado por la expresión:

$$Re = \rho v D / \mu$$

Donde

ρ es la densidad del agua a 70°C , $\rho \cong 61 \text{ lb/pie}^3$

v es la velocidad promedio, $V = 0.9$ pies/seg.

D es el diámetro de la tubería , $2\frac{1}{4}$ pulg (0.1875 pies).

μ es la viscosidad dinámica o absoluta, $\mu \cong 8.356 \cdot 10^{-6}$ lbf.seg/pies².

Con estos datos, el número de Reynolds Re , será :

$$Re = \rho v D / \mu$$

$$(61\text{lb/pie}^3) \times (0.9 \text{ pies/seg.}) \times (0.1875 \text{ pie}) / (8.356 \times 10^{-6} \text{ lbf.seg/pies}^2)$$

$$Re \cong 38258^*$$

(* con factor de conversión $\text{lbf} = 32.2 \text{ lb.pie/seg}^2$)

Por lo que $Re > 2300$, se trata de flujo turbulento, y utilizando las Figuras 3.14 y 3.15, tomadas del texto Introducción a la mecánica de fluidos de Fox-McDonald ,con $Re \cong 3.8 \times 10^4$, $D = 2\frac{1}{4}$ pulg, podremos encontrar la rugosidad relativa $e/D = 0.004$ y el factor de fricción $f \cong 0.029$.

Entonces podremos evaluar las pérdidas en la tubería de succión mediante la expresión:

$$H_t = f L v^2 / 2 D g$$

$$(0.029)(13 \text{ pies}) (0.9 \text{ pies/seg})^2 / (2)(0.1875 \text{ pie}) (32.17 \text{ pies/seg}^2)$$

$$H_t = 0.025 \text{ pies.}$$

Las fricción en los accesorios las calcularemos mediante la ya conocida relación:

$$h_v = k (v^2 / 2g)$$

h_v para los codos:

$$(1.177) \times [(0.9 \text{ pies/seg})^2 / 2(32.17 \text{ pies/seg}^2)] \times 2 \text{ codos} = 0.0444 \text{ pie.}$$

h_v para una T estándar:

$$(1.8) \times [(0.9 \text{ pies/seg})^2 / 2(32.17 \text{ pies/seg}^2)] \times 1 = 0.022 \text{ pie.}$$

También se debe considerar un tramo de tubería de 3.28 pies de longitud, con un diámetro de 1½", lo que producirá una pérdida por fricción que se la puede evaluar usando el coeficiente de la Tabla 4 (Anexos), por lo tanto se tendrá una $h_t = (0.995)(3.28) / 100 = 0.0326 \text{ pie.}$

Finalmente se tendrá una fricción en la succión H_{fs} , que será la sumatoria de las fricciones antes calculadas:

$$H_{fs} = 0.025 + 0.0444 + 0.022 + 0.0326 .$$

$$H_{fs} = 0.124 \text{ pie.}$$

Pérdidas en la entrada (Hi)

Las pérdidas en la entrada la calcularemos considerando una entrada perpendicular reentrante para tubería de 1½ (Tabla 3, en Anexos) , mediante la relación:

$$H_i = k (v^2 / 2g)$$

Hi para entrada:

$$(0.8) \times [(1.735 \text{ pies/seg})^2 / 2(32.17 \text{ pies/seg}^2)] \times 1 \text{ entrada} = 0.037 \text{ pie.}$$

Con todos los resultados anteriores, estamos en condiciones de evaluar la carga neta positiva de succión disponible(NPSH)_A, la misma que será:

$$(NPSH)_A = \{ [2.31 (P_s - P_v)] / (sp.gr) \} + Z - (H_{fs} + H_i)$$

$$(NPSH)_A = \{ [2.31 (15 - 4.519)] / (0.978) \} + 7.54 - \\ - (0.124 + 0.037)$$

$$(NPSH)_A \cong 32 \text{ pies.}$$

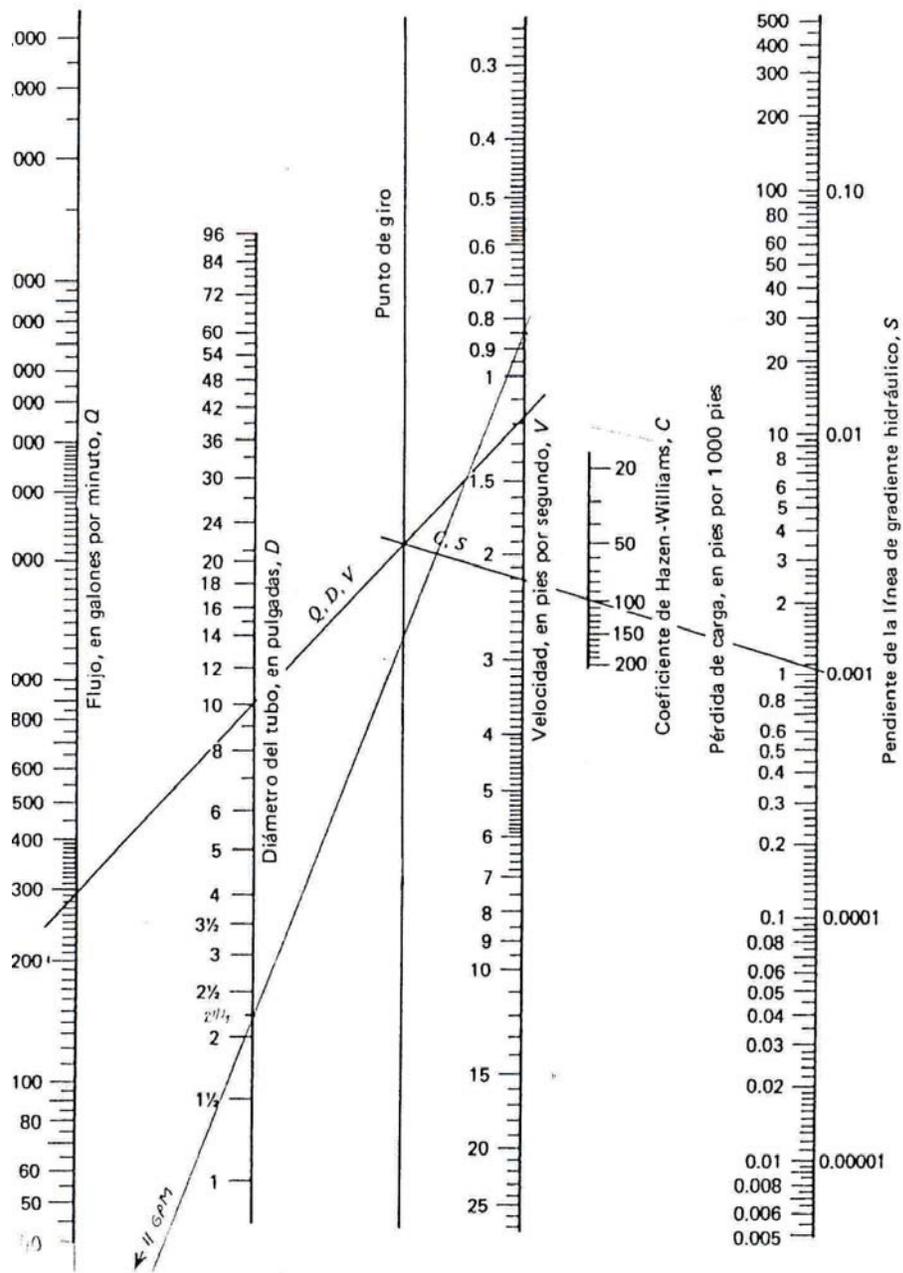


Figura 3.13 : Nomograma de Hazen-Williams
Fuente de información : Simon Andrew , “ Hidráulica Práctica “.

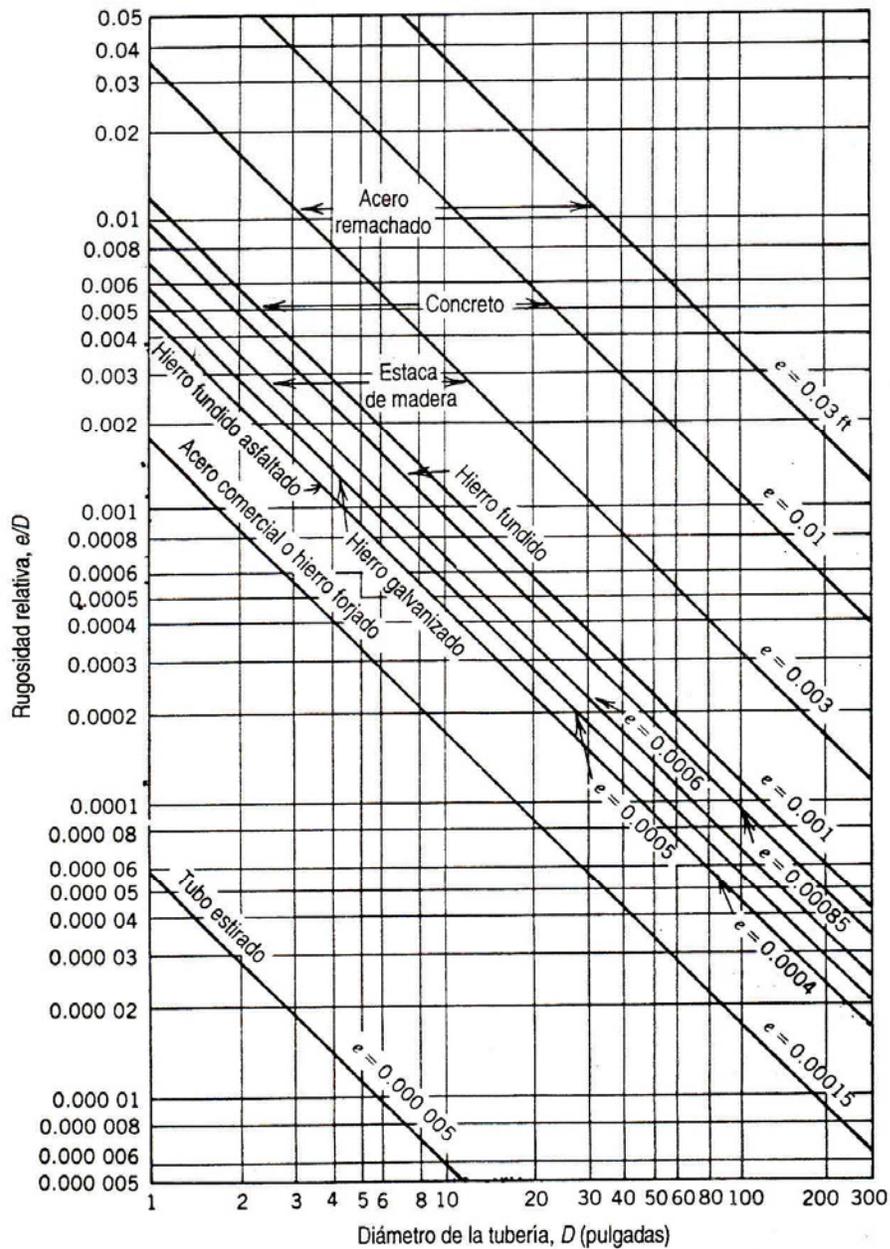


Figura 3.14 : Rugosidad relativa e/D para tuberías.

Fuente de información: Introducción a la Mecánica de Fluidos, Fox/McDonald

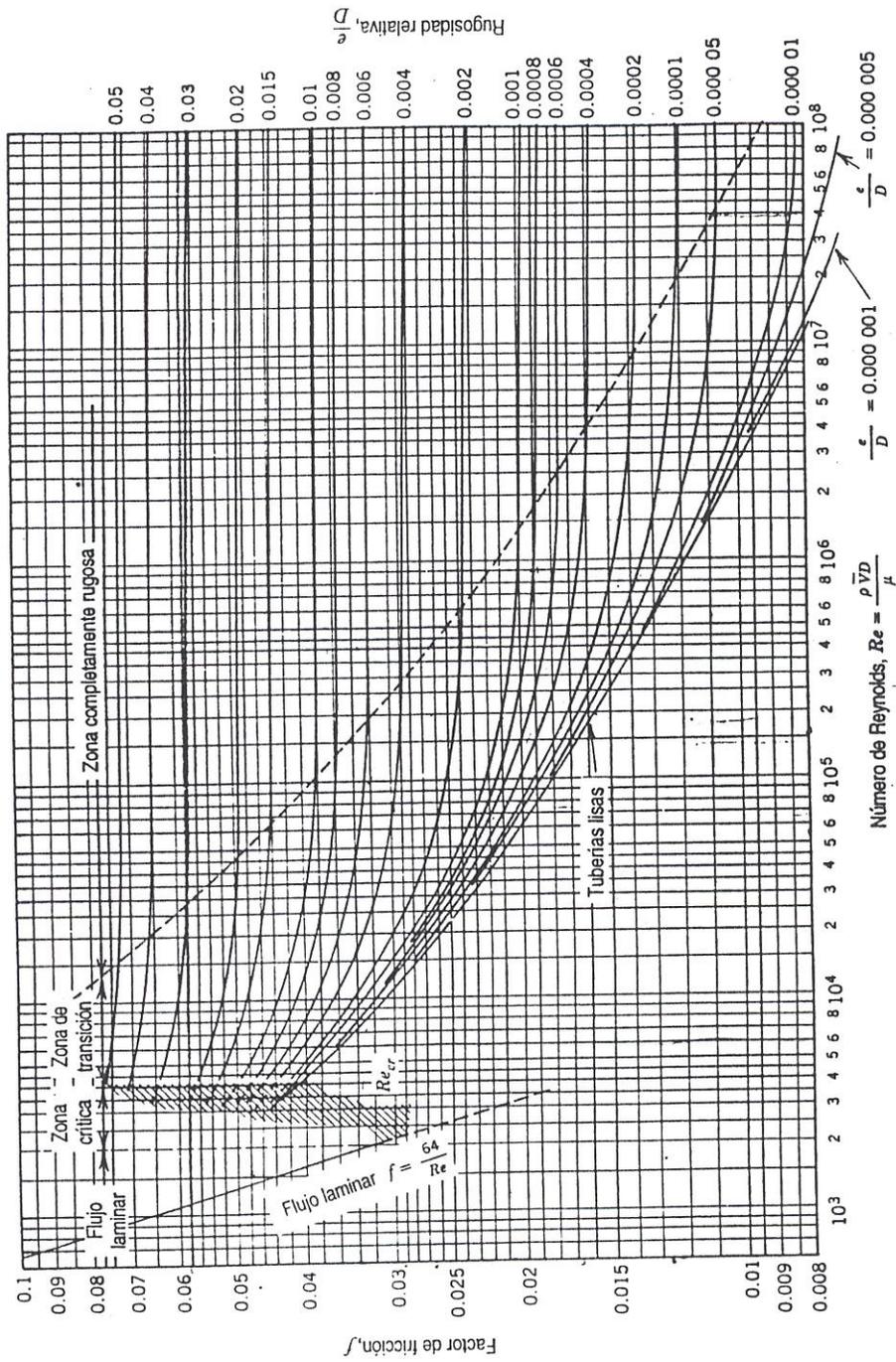


Figura 3.15 : Diagrama de Moody para determinar el factor de fricción f en tuberías.
Fuente de información: Introducción a la Mecánica de Fluidos, Fox/McDonald.

El resultado anterior (32 pies),indica que para seleccionar la bomba de alimentación, de acuerdo a las condiciones que presenta el sistema existente (como por ejemplo longitud y diámetro de la tubería de conexión vertical entre el tanque y la línea de succión de la bomba, altura del tanque de alimentación) se deberá tener presente el seleccionar una bomba que tenga como parte del diseño una (NPSH)_R menor a 32 pies para el caudal considerado (11 GPM) .

En teoría, se tiene que mientras la (NPSH)_A sea mayor que la (NPSH)_R , la bomba puede trabajar en una amplia gama de capacidades. Este aspecto cumplen las bombas de alimentación existentes en el Hospital Naval, ya que como se puede notar en la tabla B de la sección Anexos (Curvas de la bomba de agua de alimentación), se presenta las curvas de la bomba tipo turbina de 1750 rpm, 5 HP, donde se comprueba que para ningún caudal la (NPSH)_R igualará a la (NPSH)_A del sistema existente.

Condiciones de descarga y Potencia del motor requerido.

Podemos calcular la potencia del motor que se requerirá, evaluando primeramente la altura dinámica total de descarga (TDH) , mediante la siguiente relación :

$$TDH = \{ [2.31 (P_2 - P_1)] / (sp.gr) \} + Z_2 + H_{ts} + H_{td}$$

Donde :

TDH : Altura dinámica total de descarga

P_1 : Presión de succión.

P_2 : Presión máxima a desarrollar por la bomba, 150 psi.

sp.gr : Densidad relativa del líquido, 70 °C (158 °F) = 0.9781

Z_2 : Altura del nivel de suministro de agua en la caldera.

$$Z_2 = 3.9 \text{ pies.}$$

H_{ts} : Pérdidas de succión, 0.124 pies + 0.037 pies = 0.161 pies.

H_{td} : Pérdidas de descarga, 0.4577 pies + 3.49 pies = 3.9477 pies.

Por lo tanto tendremos una altura dinámica total de descarga :

$$TDH = \{ [2.31 (P_2 - P_1)] / (\text{sp.gr}) \} + Z_2 + H_{ts} + H_{td}$$

$$TDH = \{ [2.31 (150 - 15)] / (0.978) \} + 3.93 + 0.161 + 3.9477$$

$$TDH \cong 327 \text{ pies}$$

La potencia desarrollada por la bomba es la potencia entregada al eje de la bomba (potencia al freno), calculado con la expresión :

$$BHP = Q \times TDH \times \text{sp.gr} / 3960 \times (\text{eficiencia})$$

$$BHP = (11 \text{ GPM}) \times (327 \text{ pies}) \times (0.978) / 3960 \times (\text{eficiencia})$$

$$BHP = 0.889 / (\text{eficiencia})$$

Aquí estamos frente a una decisión que depende de la eficiencia de la bomba y esta dependerá del diseño de la misma (para la bomba, existe una curva de eficiencia que relaciona el caudal y la carga). Así por ejemplo existen rangos de eficiencias entre 0.26 hasta 0.85, si consideramos en el peor de los casos la eficiencia más baja, tendríamos una potencia requerida de 3.41 HP. Como se requiere un valor disponible y standart en el mercado seleccionamos un requerimiento de un motor eléctrico de 5 HP acoplado a la bomba de agua de alimentación.

Finalmente luego de haber analizado todos los parámetros de selección de las bombas de alimentación, se puede concluir que las bombas existentes en el Hospital Naval si cumplen los requerimientos técnicos y permiten el suministro permanente de agua a las calderas. Las características que estas presentan son :
Bomba Tipo : Turbina (Turbi – Plus 125- 6/2)

1750 rpm.

Presión máxima : 150 psi.

Caudal de diseño : 11 GPM

Curvas de la bomba en anexos.

Motor eléctrico 5 HP / 1750 rpm / 60 Hz.

Amperaje 12.6 / 6.3 A ; Voltaje 230 / 460 V.

CAPITULO 4

4. CALCULOS Y DISEÑO DEL SISTEMA DE COMBUSTIBLE.

Si partimos de la consideración que el costo del vapor producido viene dado en un 80% por el combustible y un 20% por el agua y el tratamiento químico, comprenderemos la importancia de una correcta selección del combustible y un correcto diseño del sistema de combustible para una operación eficaz y sin desperdicio económico.

Como ya se explicó en el Capítulo 2, sección 2.3.5 , la razón económica para el uso del diesel oil No. 2 como combustible, que aunque sigue siendo alta en comparación al fuel oil No.6, presenta notables ventajas por ser un combustible relativamente limpio y fácil de almacenar, no requiriendo de gran calentamiento para su manipulación.

A continuación presentamos la Tabla 6, en la que se indica ciertas propiedades de los combustibles en referencia y se puede comprobar las ventajas que presenta el diesel oil No. 2 sobre el fuel oil No.6.

PROPIEDADES DEL DIESEL OIL No. 2 y FUEL OIL No.6		
PROPIEDADES	DIESEL OIL No. 2	FUEL OIL No. 6
Viscosidad SS a 100 F	36 a 45	3714 a 3805
Gravedad específica	0.849 a 0.86	0.9503 a 0.9535
Grados API	33 a 35	16.9 a 17.4
Punto de Inflamación (F)	180	285
Punto de Fluidez (F)	44	30
Poder Calorífico Superior (Kcal/Kg)	10700	10900
Porcentaje agua - sedimentos %	trazas	trazas
Contenido de azufre %	0.49	1.5
Contenido de vanadio (ppm)	1.5	120
Contenido de cenizas %	...	0.04 a 0.15
Contenido de sodio (ppm)	...	trazas

Tabla 6 : Propiedades de los combustibles

El sistema de combustible abarca todo el conjunto de componentes requeridos para proveer de combustible a la caldera. Los principales componentes son :

1. Tanque de almacenamiento de uso diario.
2. Tuberías de combustible y accesorios (filtros, válvulas, etc...)
3. Bombas de alimentación de combustible.
4. Quemadores.

El tanque de almacenamiento o de reserva fundamentalmente es un tanque horizontal cilíndrico instalado sobre bases de bloques de hormigón y con una capacidad de 12000 galones, cantidad de combustible que sirve de autonomía en el Hospital para aproximadamente 4 meses. Sin embargo, por seguridad no se lo mantiene con niveles superiores al 80 % del tanque para prevenir dilataciones, fisuras, u otros peligros.



Figura 4.1 Tanque de almacenamiento del combustible.

En cuanto a la capacidad mínima de este tanque de almacenamiento o reserva, existe una capacidad recomendada en base a experiencias, capacidades de acuerdo a la potencia requerida por las calderas y que se presenta en la Tabla 7.

Litros	Galones U.S	Caballos Caldera (CC)
1500	396.3	hasta 50
2000	528.4	60 - 70
3000	792.6	80 - 100
4000	1056.8	125
5150	1360.6	150
6000	1585.2	200
7300	1928.7	250
10000	2642	300

Tabla 7 : Capacidades mínimas para el tanque de almacenamiento

Tenemos que para el caso de calderas de 80 CC, por lo que se tiene una capacidad mínima de 792.6 galones, como son 3 calderas que existen en el Hospital Naval, se tiene $3 \times 792.6 \cong 2378$ galones.

Lo que indica que los 12000 galones del tanque existente, constituye suficiente capacidad.

Desde este tanque mediante circuito y contador se distribuye el combustible hacia el tanque diario y luego hacia las calderas.

4.1 Dimensionamiento del tanque de servicio diario.

Como su nombre lo indica sirve para almacenar la cantidad de combustible necesaria para el consumo diario.

El tanque de servicio diario es necesario debido a las siguientes razones:

- a) Permite medir la cantidad de combustible consumido diariamente.
- b) Provee de un lugar apropiado para retorno del exceso de combustible del quemador.
- c) Proporciona un abastecimiento continuo, mientras se da mantenimiento a otros equipos.

Se recomienda que sea un tanque de gravedad (instalado a una altura superior a la que se encuentran los quemadores de las calderas), que sea fabricado en plancha de acero (nunca hierro galvanizado). Estas recomendaciones son cumplidas por el tanque de servicio diario del Hospital Naval, ubicado en el interior de la sala de calderas a una altura de 3.20 metros desde el piso.

Las dimensiones del tanque diario existente son de 1.60 m. de largo por 0.65 m. de ancho y 0.85 m de altura, lo cual da una capacidad de **234 galones U.S** para combustible, capacidad que cumple la recomendación dada por los fabricantes de calderas, que manifiestan

que el tanque de gravedad, no deberá exceder de 275 galones americanos .



Figura 4.2 : Tanque diario de combustible.

4.2 Cálculos y selección de la bomba de combustible.

Todas las calderas vienen provistas de bombas de combustible, y estas serán generalmente del tipo desplazamiento positivo : rotativas o de engranajes. Son pequeñas, de bajo peso y con una eficiencia mecánica entre 75 al 85 %.

En primera instancia, procederemos a calcular la potencia de un motor eléctrico que se requeriría de acuerdo a las condiciones del sistema, y luego al analizar este resultado, justificaremos el sistema adoptado en las calderas York Shipley, serie 548 - 80 HP, con uso de combustible liviano (diesel oil No. 2).

Con una presión mínima de descarga de las bombas de 100 psi, y para el diesel (g.e = 0.85) se puede seleccionar una eficiencia de 0.75.

Considerando que de acuerdo al manual del fabricante York.Shipley-Serie548, para calderas de 80 CC el caudal de combustible hacia las bombas es de 0.4 GPM, la potencia necesaria para impulsar la bomba de combustible podría evaluarse mediante la relación:

$$\text{Potencia}_{\text{motor}} = (8.33 \times G \times \text{TDH} \times \text{g.e}) / (33000 \times \eta)$$

Donde :

G : Caudal en GPM = 0.4 GPM.

TDH : Cabezal de presión de descarga, en pies de columna de agua (1 lbf / pulg² = 2.31 pies H₂O).

Para una presión de descarga de 100 psi, el

$$\text{TDH} = 100 \times 2.31 = 231 \text{ pies de H}_2\text{O}.$$

g.e : gravedad específica del combustible.

Para diesel g.e = 0.85.

η : Eficiencia de la bomba. En este caso $\eta = 0.75$.

Con estos datos la potencia del motor eléctrico para la bomba sería

$$\text{Potencia}_{\text{motor}} = (8.33 \times G \times \text{TDH} \times \text{g.e}) / (33000 \times \eta)$$

$$\text{Potencia}_{\text{motor}} = 8.33 \times 0.4 \text{ GPM} \times 231 \text{ pies} \times 0.85 / 33000 \times 0.75$$

$$\text{Potencia}_{\text{motor}} = 0.026 \text{ HP} \cong 1/36 \text{ HP} .$$

Este resultado sería un valor demasiado pequeño para utilizar un motor eléctrico, y por ello justificamos que en este tipo calderas York Shipley - serie 548 y hasta los 100 HP de potencia, se utiliza un sistema que toma fuerza del moto - ventilador de tiro forzado para operar la bomba de combustible. Este moto - ventilador es de 2 HP, trifásico, 230 V, 60 Hz, corriente de 6.5 amperios y 3 amperios para los controles en el panel, el tipo de inyección del combustible es eléctrica.

Así mismo, como parte del sistema de combustible se encuentran las tuberías (de 1") entre el tanque diario y el ingreso hacia el sistema de combustión, en donde existen además filtros, válvula reductora, tramo de cañería de ¼ " , válvula de paso, línea de retorno de combustible hacia el tanque diario, todos estos accesorios instalados de acuerdo a las recomendaciones y dimensiones de los

manuales York- Shipley, por lo que se ha comprobado el cumplimiento de tales regulaciones como parte del desarrollo del presente trabajo.

4.3 Selección del tipo de quemador

La atomización del combustible permite dividirlo al combustible en partículas extremadamente finas lo cual facilita un mejor contacto con el oxígeno comburente. Este proceso de atomización se lleva a cabo en el quemador, el cual tiene como función primordial el formar una mezcla aire - combustible lo más homogénea posible, de tal manera que la proporción de estos dos elementos suministre el máximo de eficiencia térmica.

Las calderas York- Shipley serie 548, de 80 HP, vienen con su quemador típico *FV - 20B*, que es un quemador con *atomización mecánica*, basada en una violenta expansión del combustible previamente puesto bajo presión y en rápida rotación.

Es decir, al seleccionar la caldera de la marca York - Shipley, indirectamente estamos seleccionando el quemador requerido, ya que los fabricantes incluyen al quemador y la bomba de combustible integrados a la caldera, así como también el panel de control, control de la llama, y otros.

CAPITULO 5

5. SELECCIÓN DE LOS CONTROLES DE LAS CALDERAS.

Las calderas seleccionadas deberán estar dotadas de controles automáticos los mismos que cumplirán las funciones básicas de regulación y seguridad (protección).

Para verificar la eficiencia en la operación de los controles en el sistema de vapor del Hospital Naval, se debe recurrir a un control operativo de los instrumentos de medición de temperatura, presión, composición química de los gases de combustión, entre otros. Operación que también incluirá la necesidad de reemplazar los medidores que se hallen defectuosos o incluir medidores en lugares que no existan y requieran un control de parámetros básicos.

El control de las calderas se basa en 3 aspectos fundamentales que constituyen la combustión, la seguridad de la llama, y el nivel del agua en la caldera.

Como se mencionó en el Capítulo 2, al seleccionar las calderas de la marca York - Shipley, serie 548 - 80 HP, estas ya contienen los dispositivos de control que vienen integrados a las mismas, por lo que nuestro objetivo será revisar el cumplimiento de las funciones indicadas en párrafos anteriores.

5.1 Control de la combustión y de la seguridad de llama

Control de la combustión:

La regulación y control de la combustión son requeridos para mantener constante la presión de vapor en la caldera, es decir, es función de la presión del vapor; así el controlador de la presión de vapor ajusta la válvula de control del combustible. Por otro lado se tiene también que la señal precedente del caudal de aire es modificada por un relé para ajustar la relación entre el aire y el combustible para luego pasar a un controlador que la compara con la señal de caudal del combustible.

Si la proporción no es la correcta, se emite una señal al servomotor de mando del moto – ventilador que regula el paso del aire, para que el caudal de aire se ajuste hasta que la relación combustible – aire sea la correcta.

Las calderas York- Shipley - de la serie 548, instaladas en el Hospital Naval llevan integrado un " sistema de diagnóstico y control electrónico ", York – Shipley YS – 7000L1042, el mismo que presenta un control integral completo con capacidad para regular los caudales de aire y combustible. Este sistema de control presenta un conjunto de relés eléctricos para transmitir impulsos a los puntos de control, válvula solenoides para cortar el paso del combustible, switches on - off, control de llama, control de arranque y parada de la caldera. Presenta una pantalla en la cual se puede observar condiciones de la llama segura y mediante luces / alarmas que nos indican situaciones particulares.

Seguridad de llama.

Con el fin de comprobar el correcto funcionamiento de los quemadores, podemos comprobar que la llama sea estable y de calidad y que se mantenga en estas condiciones mientras los mismos se encuentren en marcha.

Así las calderas York- Shipley – 548 están provistas de un sistema de seguridad de llama " Fireye C " el mismo que consiste en un detector de radiación modelo y tipo " Kanthal 69ND1 ", el cual al presentarse una falla en la llama, debe actuar inmediatamente excitando el circuito eléctrico de enclavamiento previsto en la

instalación para que el conjunto caiga en seguridad, y evite la entrada de combustible sin quemarlo, eliminando así el peligro de su eventual encendido y explosión subsiguiente.

El detector de llama mencionado, está conectado a un programador con relé de seguridad tipo 26Cf6 modelo 5020, que puede abarcar a una alarma de falla de llama que incluya la parada de la caldera.

Es necesario indicar que las calderas York - Shipley – 548 tienen controles comunes a toda caldera industrial, es decir, poseen transformadores, interruptores, visor de llama, conjunto regulador de combustible, presostatos, termostatos, reguladores automáticos, etc..., todos con el objetivo de lograr un estricto control manteniendo la seguridad.

5.2 Control del nivel del agua de alimentación

Para la correcta selección del control del nivel de agua de alimentación se debe considerar que este depende del tipo de caldera, de la carga, del tipo de bomba y de la presión del agua de alimentación.

Considerando la producción de vapor de cada caldera y siendo esta de 2760 lb/ h (aproximadamente 1255 Kg / h) es decir una caldera de pequeña capacidad, y utilizando la Tabla 8, publicada en el texto

“ Calderas Industriales y marinas ” del autor Ing. Angel Vargas Zúñiga, se podrá optar por un control de nivel de un elemento, en el que el único instrumento utilizado es el controlador de nivel que actúa regulando el caudal de agua de alimentación.

SISTEMAS DE CONTROL DE NIVEL				
Tipo (# elem.)	Variables	Capacidad de la caldera (Kg/h)		
		< 6000 Kg/h	6000 - 15000 Kg/h	>15000 Kg/h
1	nivel	Cargas Irregulares	Pequeños cambios de carga.	Cargas Mantenido
2	nivel caudal de vapor	Cargas irregulares con grandes fluctuaciones	Cambios de carga moderados	Lentos cambios de carga moderados
3	nivel caudal de vapor caudal de agua			>20000 Kg/h

Tabla 8 : Tipos de control de nivel del agua en las calderas.

De acuerdo con la capacidad de las calderas instaladas en el Hospital Naval, se ha instalado un sistema de regulación del tipo “ todo o nada ” (on – off), con dos alarmas de nivel alto y bajo las cuales actúan poniendo en funcionamiento la bomba de agua de alimentación. Es decir, este tipo de control existente actúa sobre la

bomba de alimentación en dos niveles de agua preestablecidos .

Este sistema de control lo esquematizamos en la siguiente figura :

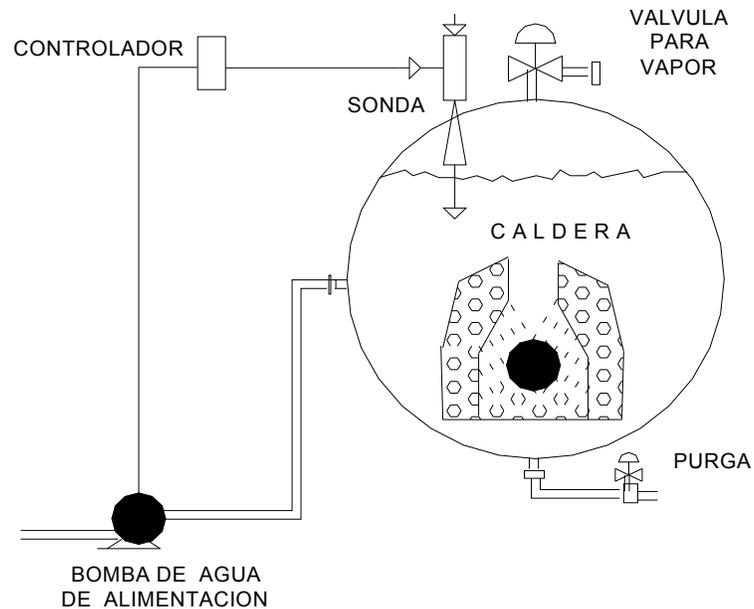


Figura 5.1 : Sistema de regulación del agua en las calderas del Hospital Naval (tipo “todo” o “nada”).

Así, al ser calderas de operación automática, deben estar equipadas por una parte con un interruptor de bajo nivel de agua, el cual impida el funcionamiento del quemador mientras no exista suficiente agua en la caldera. Por otra parte deben tener otro interruptor para controlar la alimentación del agua.

Para este efecto, en las calderas York - Shipley - 548 del Hospital Naval, el controlador que tienen estas unidades son del tipo *McDonnell 150*, el cual posee un flotador que actúa sobre un interruptor eléctrico dependiendo de las variaciones en el nivel de agua de la caldera.

El interruptor está conectado con la columna de nivel, y además, tiene una válvula de purga para desalojar los sedimentos.

El control McDonnell 150, lleva un fuelle de metal que tiene una vida útil estimada en 2 años, mientras que la cápsula de mercurio tiene una vida útil estimada de un año.

El control McDonnell, va conectado al indicador de nivel, el mismo que permite la observación visual de la cantidad de agua que contiene la caldera. Estos indicadores están dotados de válvulas de cierre, superior e inferior y un grifo para purga.

En la Figura 5.2 , se puede observar el control de bajo nivel de agua con interruptor y alarma McDonnell tipo No. 150.



Figura 5.2 : Control de bajo nivel de agua con interruptor y alarma McDonnell tipo No. 150.

Al existir en el Hospital Naval, el tipo de control de nivel Todo / Nada, que actúa con la bomba de alimentación, preniéndola o apagándola

según dos niveles de agua preestablecidos, como se explicó anteriormente, existen ciertas desventajas con este tipo de control por lo que se puede optar por cambiarlo a un control de nivel tipo modulante (Figura 5.3) .

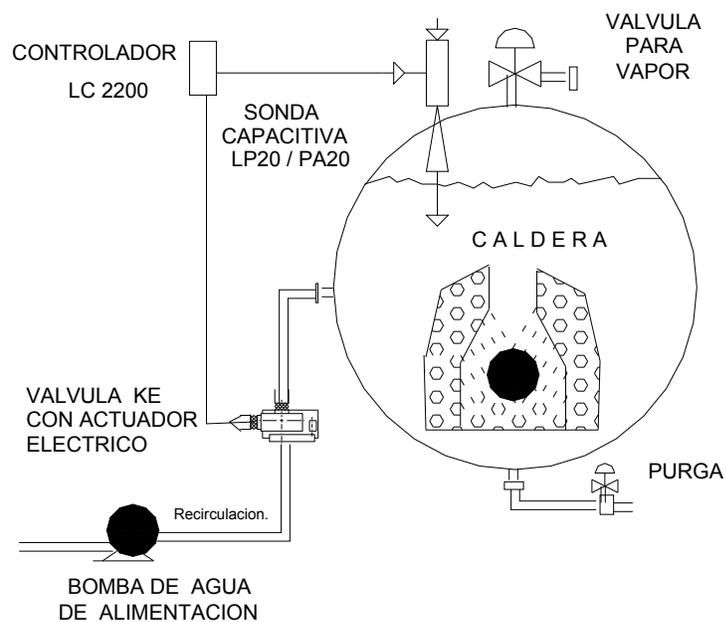


Figura 5.3 : Control de nivel tipo modulante.
Fuente de información : Catálogo Spirax/Sarco.

En este control de nivel modulante se actúa sobre una válvula eléctrica o neumática de forma proporcional, para mantener un nivel de agua preestablecido, para lo cual estará permanentemente en servicio la bomba evitando paradas y arranques bruscos que pueden causar daños .

La sonda capacitiva LP 20 esta hecha de acero y completamente aislada del agua mediante teflón. Cuando el nivel del agua en el interior de la caldera se incrementa, la capacitancia entre la probeta y su tubo de protección (en el interior de la caldera) también se incrementa. La capacitancia es medida por un pre-amplificador y transmitida como una señal DC al controlador. Controles y alarmas son fijadas en el Controlador LC 2200.

El tipo de control modulante permite obtener las siguientes ventajas:

1. Presión y caudal de vapor estable.
2. Mayor eficiencia en la operación del quemador.
3. Menor fatiga térmica sobre la pared de la caldera.
4. Menor arrastre de agua con el vapor.

Control del total de sólidos disueltos (TDS) en el agua de las calderas.

Como parte de los controles del agua de alimentación, tenemos la necesidad de instalar en el sistema de vapor del Hospital Naval, un sistema de control de los TDS (impurezas disueltas en el agua), que abra una válvula permitiendo purgar la caldera cuando el nivel

de los TDS rebase el límite preestablecido. Así agua de alimentación con un nivel relativamente bajo de TDS reemplazará al agua descargada.

Todas las calderas de vapor necesitan ser purgadas para controlar el nivel de los TDS. El agua cruda contiene impurezas que se presentan en forma de gases disueltos, sólidos disueltos y sólidos en suspensión. El tratamiento químico del agua puede llegar a cambiar el tipo de impurezas mas no quitarlas completamente y entonces, el nivel de sólidos disueltos tiende a aumentar.

Conforme hay evaporación, la concentración de TDS aumenta en el agua de las calderas. Si la concentración de TDS aumenta en exceso, habrá un arrastre de agua en el vapor, y este arrastre puede ocasionar graves daños en los sistemas de vapor y condensado del Hospital Naval, causando corrosión e incrustaciones sobre las superficies de calentamiento.

La instalación de este control es fundamental, ya que en la actualidad la acción de purgar se la realiza manualmente, así se pueden presentar riesgos con perjuicios notables: si hay un exceso de purga, representa una gran pérdida de energía y derroche de agua y tratamiento químico; en tanto que si la purga es menor que la

requerida, se esta fomentando la acumulación de sólidos disueltos en la caldera, con las consecuencias antes mencionadas.

Los sistemas de control para las purgas de las calderas del Hospital Naval, deberán ser del modelo BCS 1, de los fabricantes Spirax – Sarco, los cuales incluyen los componentes básicos mostrados en la Figura 5.4 .

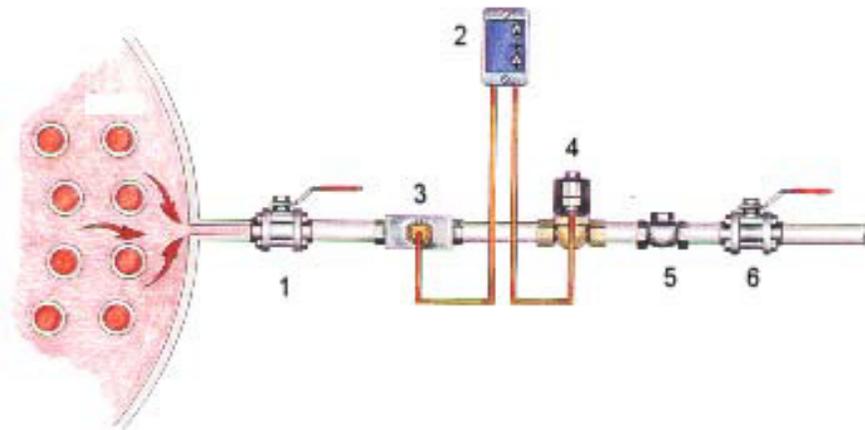


Figura 5.4 : Sistema de control de purgas BCS 1
Fuente de información : catálogos Spirax/ Sarco

Donde :

1. Válvula de interrupción.
2. Controlador de purga BC 1000.

3. Cámara sensora S10 con preparación roscada para toma muestra del agua de la caldera. (Incluye sensor CP 10 y conector).
4. Válvula controladora de purga.
5. Válvula de retención (check).
6. Válvula interruptora.

Operación del Sistema BCS1 :

El sistema de purgas BCS1 opera al abrir periódicamente la válvula de purga con el fin de purgar la tubería y establecer un flujo de agua de caldera que fluya sobre el sensor. A fin de evitar una purga excesiva, - sobre todo cuando la caldera esta en espera o con baja carga - , el período entre cada purga es automáticamente relacionado a la carga de vapor al considerar la duración del encendido de la caldera. El controlador BC 1000 mide la conductividad eléctrica del agua de la caldera, la cual esta relacionada con el nivel de TDS.

Este valor medido es comparado contra el valor deseado y graduado en el controlador. Si es menor que el valor deseado, la válvula de purga cierra al final del ciclo (usualmente 10 segundos) y permanece cerrada. Si el valor medido es mayor que el valor

deseado, el controlador continua purgando hasta que el valor medido sea menor que el deseado.

Las luces testigo en la carátula del panel indican cuando los TSD son normales o cuando el sistema esta purgando. Se incluye un botón de purga manual que puede usarse para probar el sistema. El sistema se calibra y se instala fácilmente, y el valor deseado de control puede graduarse rápidamente.

En el Capítulo 9, se indicará con detalle los costos necesarios para la adquisición e instalación del sistema de control de purgas BCS 1.

Finalmente, al inicio del presente capítulo se indicó la necesidad de reemplazar los medidores que se hallen defectuosos o incluir medidores en lugares que no hubieren y requieran un control de parámetros básicos, es así como para el desarrollo de la presente tesis se ha venido laborando permanentemente en la sala de calderas del Hospital Naval, y en muchos casos se ha reemplazado medidores defectuosos o instalados en lugares que no habían, y actualmente existen entre otros los siguientes controles:

- Presostatos, con fines de protección en la seguridad operacional de las calderas, con respecto a la presión de trabajo.

- Termómetros, en lugares tales como en el tanque de agua de alimentación o en la descarga de gases hacia la chimenea.
- Manómetros, ubicados en el colector de vapor de las calderas, y en distintos tramos de las tuberías de vapor.

De igual manera se ha comprobado la operatividad de equipos como válvulas solenoides de combustible, válvulas de seguridad, interruptores, etc..., todo esto como parte de un control de la eficiencia en la operación de los controles en el sistema de vapor del Hospital Naval.

CAPITULO 6

6. TUBERÍAS DE VAPOR Y DE RETORNO DE CONDENSADO.

El sistema de distribución del vapor constituye el objetivo de la generación de vapor desde las calderas y vendría a ser el medio de enlace entre éstas y los diferentes puntos de consumo.

Se debe tener en cuenta que la mayor parte de las mejoras en estos sistemas, están después de la generación de vapor, esto es, en la operación, mantenimiento y en el sistema de distribución. En estas áreas normalmente se tienen fugas y equipos funcionando inadecuadamente y, por lo tanto, es donde se tienen pérdidas de vapor, por lo que son estas áreas las que nos ofrecen oportunidades de recuperar calor a través del uso de trampas de vapor, retorno de condensados e intercambiadores de calor.

Debemos también tener en cuenta que el aire y la humedad son dos elementos indeseables para el vapor, debido a que el primero hace

disminuir la temperatura del vapor, mientras la humedad hace disminuir el poder calorífico.

A continuación analizaremos varios parámetros para lograr un correcto dimensionamiento y selección del sistema de distribución lo cual nos permitirá obtener un ahorro energético y por lo tanto económico.

6.1 Dimensionamiento de las tuberías de vapor.

La importancia de un correcto dimensionamiento de las tuberías de vapor, radica en lograr una presión y temperatura deseadas, evitando fenómenos indeseables como golpes de ariete y erosiones en las mismas.

Al seleccionar las calderas marca York - Shipley, serie 548 - 80 HP, y de acuerdo a los manuales entregados con las mismas, se indica las dimensiones (longitud y diámetro) requerido de acuerdo al número de calderas que aporten vapor, Figura 6.1 : Catálogo para instalación de calderas York – Shipley (En Anexos).

Como se puede observar en la tabla de la Figura 6.1 (Anexos), se requiere tubería de 2 | ” para el tramo denominado S. Esta dimensión debe ser utilizada para tramos cortos, y en el caso del Hospital Naval este tramo sería solamente de las calderas al tanque colector de

vapor, punto desde el cual se iniciaría el propio dimensionamiento de los tramos de tuberías hasta llegar a los puntos de consumo.

Para una visualización detallada de los diferentes tramos de distribución de vapor y puntos de consumo, presentamos el Plano 1 (sección Anexos), la instalación existente en el Hospital Naval.

De una manera muy general, y con el fin de proceder con el dimensionamiento de los tramos de tuberías, se puede esquematizar una distribución de puntos de consumo, conforme lo indica la Figura 6.2.

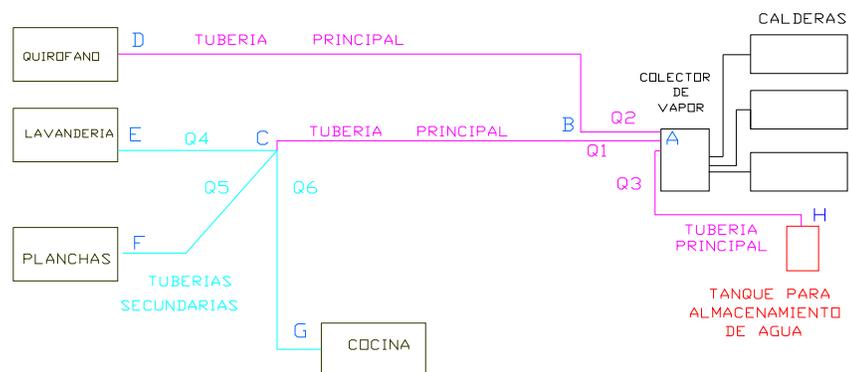


Figura 6.2 : Esquema general de la distribución del vapor en el Hospital Naval.

Como se manifestó anteriormente, desde las calderas hasta el colector de vapor (punto A), de acuerdo a los manuales de las calderas York - Shipley, serie 548 - 80 HP, se debe utilizar tubería de 2 |”, cédula 40.

Las distancias de los tramos entre las calderas al tanque colector de vapor son respectivamente 33.78 pies, 22.3 pies y 16.72 pies. Si consideramos el tramo de mayor longitud y considerando el caudal de vapor nominal que genera cada caldera (2760 lb/h), podemos evaluar la pérdida de presión en el tramo y encontrar entonces un valor aproximado de la presión a la que se presentará el vapor en el colector de vapor (punto A), luego lo comparamos con las mediciones experimentales que se observan en el manómetro conectado al colector, y podremos obtener un valor de referencia inicial para continuar con el dimensionamiento de las tuberías de vapor.

Utilizando la Figura 6.3 , se puede evaluar la caída de presión, y para tubería de 2 |”, cédula 40, se obtiene una caída de aproximadamente 2 psi por cada 100 pies de tubería. Considerando el mayor tramo 33.78 pies y añadiendo un 10% de seguridad debido a la presencia de accesorios, se tendrá la siguiente caída de presión:

$$\frac{2}{100} \times (33.78 + 3.378) = 0.74 \text{ psi} \cong 1 \text{ psi.}$$

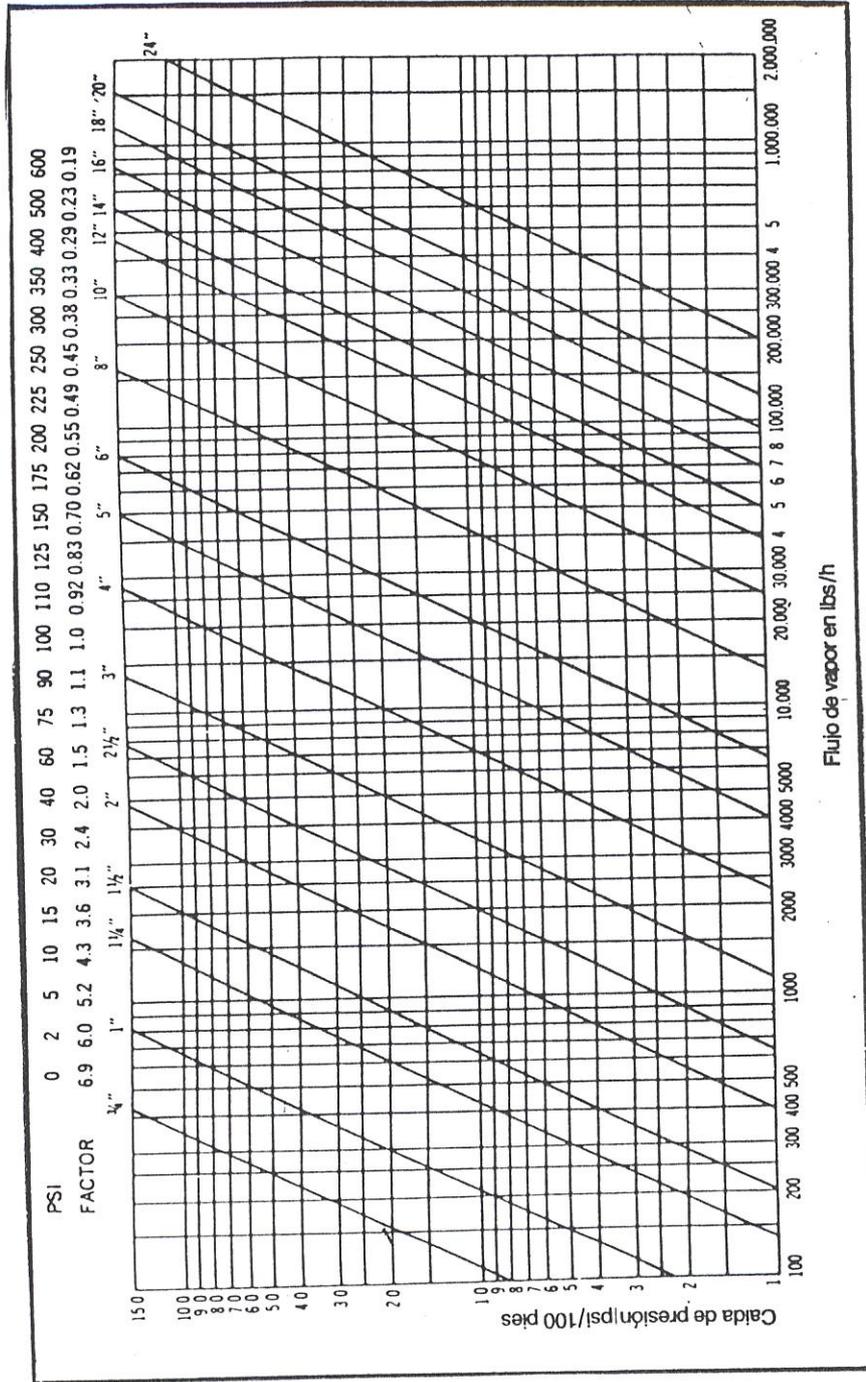


Figura 6.3 : Caída de presión para tuberías cédula 40.
Fuente de información : Catálogo de Productos Spirax/Sarco.

Si la presión normal de operación en cada caldera se la mantiene alrededor de 100 psi, tendríamos entonces teóricamente 99 psi de acuerdo a la caída de presión calculada.

Sin embargo, de acuerdo a varias observaciones experimentales en el manómetro instalado en el colector de vapor, se puede considerar como un valor mínimo de 97 psi en este colector o punto de referencia A . (Figura 6.2).

A partir de este punto, se distribuirá el vapor a los diferentes equipos mediante tuberías principales y secundarias que deben cubrir las distancias que se presentan en la Tabla 9.

DISTANCIAS ENTRE EL COLECTOR DE VAPOR Y PUNTOS DE CONSUMO			
DISTANCIAS DEL COLECTOR DE VAPOR A PTOS. CONSUMO	TRAMO DE TUBERIA PRINCIPAL	TRAMO DE TUBERIA SECUNDARIA	DISTANCIA TOTAL A EQUIPOS
1. AL QUIROFANO	A - B - D : 210 pies	-----	210 pies
2. A LA LAVANDERIA	A - C : 164 pies	C - E : 43 pies	207 pies
3. A LAS PLANCHAS	A - C : 164 pies	C - F : 59 pies	223 pies
4. A LA COCINA (Marmitas)	A - C : 164 pies	C - G : 59 pies	223 pies
5. A VARIOS USOS (Tanque)	A - H : 50 pies	-----	50 pies

Tabla 9 : Distancias a puntos de consumo de vapor

De acuerdo con la máxima demanda de vapor requerida por el Hospital Naval, que fue presentada en la tabla 1 (Capítulo 2), y considerando un 10% adicional para vencer las pérdidas, se

concluyó que se requieren en total 154 CC (exactamente 154.37CC \cong 5326 lb/h). Es decir, los caudales a los distintos puntos de consumo, a partir de los cuales se realizara el dimensionamiento de las tuberías de vapor, serían los presentados en la tabla 1 más un 10% adicional. Estos caudales los presentamos en la siguiente tabla.

Caudales de vapor para el Hospital Naval		
Sección	Demanda de vapor (lb/h)	Caudal de vapor (lb / h)
Quirófano	360 + 10% = 396	Q2 = 396 lb/h
Lavadoras	638 + 10% = 702	Q4 = 702 lb/h
Planchas	212 + 10% = 233	
Rodillo Planchador	360 + 10% = 396	Q5 = 629 lb/h
Marmitas	795 + 10% = 874	Q6 = 874 lb/h
Fisiatría-Varios	2477 + 10% = 2725	Q3 = 2725 lb/h
Total		5326 lb/h
* 5326 lb/h \cong 154 CC		
* Q1 = 2205 lb/h = Q4+Q5+Q6.		

Tabla 10 : Caudales de vapor.

Los caudales de vapor de la tabla 10, corresponden a los presentados en el esquema general de la distribución de vapor para el Hospital Naval (Figura 6.2).

La velocidad del vapor en tuberías principales se recomienda que sea de 6000 pies/min; mientras que para tuberías secundarias se recomienda que sea de 4000 pies/min.

A continuación presentaremos el desarrollo y cálculos para el dimensionamiento de las tuberías de acuerdo a los requerimientos analizados, y posteriormente comprobaremos estos resultados con los tramos existentes en el Hospital Naval.

Dimensionamiento de las Tuberías Principales :

Tramo Principal A – C :

Utilizando la Figura 6.4 , e ingresando con el caudal $Q_1 = 2205 \text{ lb / h}$, nos desplazamos horizontalmente hasta cortar con una presión de 97 psi. A partir de este punto ascendemos verticalmente hasta alcanzar en la parte superior del diagrama la horizontal correspondiente a una velocidad de $v = 6000 \text{ pies /min.}$, y encontraremos que la tubería requerida será de 2".

Diámetro de la tubería principal tramo A - C = 2 pulg.

Cálculo de la caída de presión a través del tramo A - C :

Siguiendo con este dato del caudal ($Q_1 = 2205 \text{ lb/h}$) ingresamos en el diagrama de la Figura 6.3, y nos desplazamos verticalmente hasta interceptar la línea correspondiente de 2". Horizontalmente a la izquierda del diagrama leemos una caída de presión de 3.1 psi por cada 100 metros de tubería.

Como ya conocemos la longitud del tramo de tubería principal A - C, y es 164 pies ,(Tabla 9), podemos calcular la pérdida de presión a través de este tramo y con ello conocer la presión disponible para punto C (Figura 6.5) , que es el punto a partir del cual parten los tramos de tuberías secundarias.

Consideraremos un 10% adicional debido a la presencia de accesorios.

Por lo que tenemos:

TRAMO A - C :

$$3.1/ 100 \times (164 + 16.4) = 5.59 \text{ psi} \cong 6 \text{ psi.}$$

Con este resultado podemos considerar que la presión que se presentaría en el punto C, desde donde comienzan los tramos de tuberías secundarias será aproximadamente:

$$\text{Punto C : } (97 \text{ psi} - 6 \text{ psi}) = 91 \text{ psi .}$$

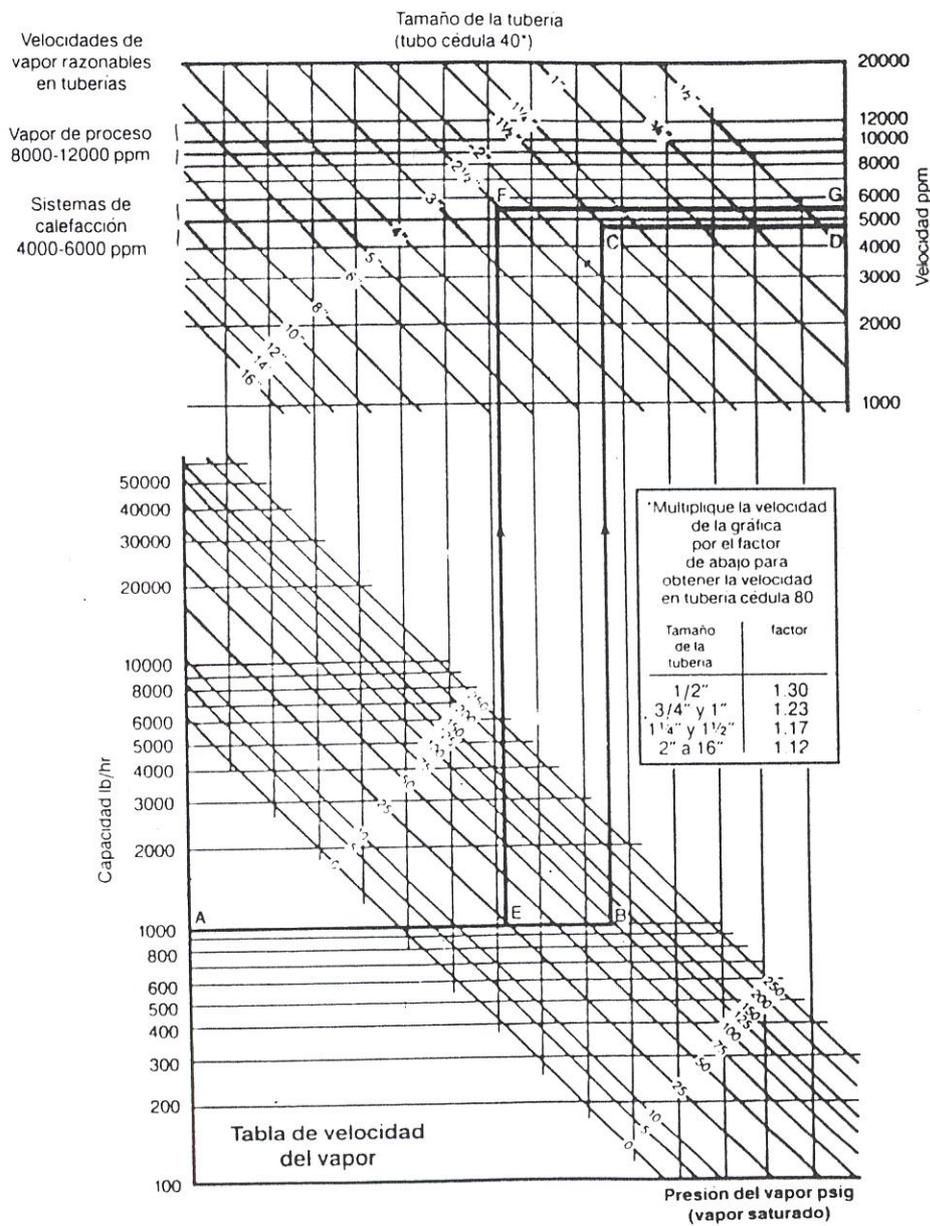


Figura 6.4 : Dimensionamiento de tuberías para vapor.
Fuente de información : Catálogo Spirax/Sarco

Tramo Principal A - B - D :

Utilizando la Figura 6.4 , e ingresando con el caudal $Q_2 = 396 \text{ lb / h}$, nos desplazamos horizontalmente hasta cortar con una presión de 97 psi. A partir de este punto ascendemos verticalmente hasta alcanzar en la parte superior del diagrama la horizontal correspondiente a una velocidad de $v = 4000 \text{ pies /min.}$ (ya que es una conexión directa a los equipos esterilizadores), y encontraremos que la tubería requerida será de $1\frac{1}{4}$ ".

Diámetro de la tubería principal tramo A - B - D = $1\frac{1}{4}$ " pulg.

Cálculo de la caída de presión a través del tramo A - B - D :

Siguiendo con este dato del caudal ($Q_2 = 396 \text{ lb/h}$) ingresamos en el diagrama de la Figura 6.3, y nos desplazamos verticalmente hasta interceptar la línea correspondiente de $1\frac{1}{4}$ ". Horizontalmente a la izquierda del diagrama leemos una caída de presión de 0.9 psi por cada 100 metros de tubería.

Como ya conocemos la longitud del tramo de tubería A - B - D, que es 210 pies, (Tabla 9) , podemos calcular la pérdida de presión a través de este tramo, y con ello conocer la presión que se presentaría en el punto de consumo D (Figura 6.5) .Consideraremos un 10% adicional debido a la presencia de accesorios.

Por lo que tenemos:

TRAMO A - B - D :

$$0.9/100 \times (210 + 21) \cong 2 \text{ psi.}$$

Con este resultado podemos considerar que la presión en el punto D, (equipos esterilizadores) , será aproximadamente:

$$\text{Punto D : } (97 \text{ psi} - 2 \text{ psi}) = 95 \text{ psi .}$$

Tramo Principal A - H :

Utilizando la Figura 6.4 , e ingresando con el caudal $Q_3 = 2725 \text{ lb / h}$, nos desplazamos horizontalmente hasta cortar con una presión de 97 psi. A partir de este punto ascendemos verticalmente hasta alcanzar en la parte superior del diagrama la horizontal correspondiente a una velocidad de $v = 6000 \text{ pies/min.}$, y encontraremos que la tubería requerida será de 2½".

Diámetro de la tubería principal tramo A - H = 2½ pulg.

Este tramo de tubería conduce vapor desde el colector hasta el tanque de almacenamiento de agua (intercambiador) , con el fin de mantener agua caliente para varios usos, entre ellos fisioterapia. Por lo tanto no alimenta a ningún equipo que requiera una presión determinada.

Dimensionamiento de las Tuberías Secundarias :

Tramo C - E :

Utilizando la Figura 6.4 , e ingresando con el caudal $Q_4 = 702 \text{ lb / h}$, nos desplazamos horizontalmente hasta cortar con una presión de 91 psi . A partir de este punto ascendemos verticalmente hasta alcanzar en la parte superior del diagrama la horizontal correspondiente a una velocidad de $v = 4000 \text{ pies /min.}$, y encontraremos que la tubería requerida será de $1\frac{1}{2} \text{ "}$.

Diámetro de la tubería secundaria tramo C - E = $1\frac{1}{2} \text{ pulg.}$

Cálculo de la caída de presión a través del tramo C - E :

Siguiendo con este dato del caudal ($Q_4 = 702 \text{ lb / h}$) ingresamos en el diagrama de la Figura 6.3, y nos desplazamos verticalmente hasta interceptar la línea correspondiente de $1\frac{1}{2} \text{ "}$. Horizontalmente a la izquierda del diagrama leemos una caída de presión de 1.2 psi por cada 100 metros de tubería.

Como ya conocemos la longitud del tramo C - E , 43 pies, (Tabla 9), podemos calcular la pérdida de presión a través de este tramo, y con ello conocer la presión que se presentaría en el punto E (Figura 6.5). Consideraremos un 10% adicional debido a la presencia de accesorios.

Por lo que tenemos:

TRAMO C – E :

$$1.2/ 100 \times (43 + 4.3) = 0.56 \text{ psi} \cong 1 \text{ psi.}$$

Con este resultado podemos considerar que la presión en el punto E será aproximadamente:

$$\text{Punto E} : (91 \text{ psi} - 1 \text{ psi}) = 90 \text{ psi} .$$

Tramo C - F :

Utilizando la Figura 6.4 , e ingresando con el caudal $Q_5 = 629 \text{ lb / h}$, nos desplazamos horizontalmente hasta cortar con una presión de 91 psi . A partir de este punto ascendemos verticalmente hasta alcanzar en la parte superior del diagrama la horizontal correspondiente a una velocidad de $v = 4000 \text{ pies /min.}$, y encontraremos que la tubería requerida será de $1\frac{1}{2} \text{ ''}$.

Diámetro de la tubería secundaria tramo C - F = $1\frac{1}{2}$ pulg.

Cálculo de la caída de presión a través del tramo C - F :

Siguiendo con este dato del caudal ($Q_4 = 629 \text{ lb/h}$) ingresamos en el diagrama de la Figura 6.3, y nos desplazamos verticalmente hasta interceptar la línea correspondiente de $1\frac{1}{2} \text{ ''}$. . Horizontalmente a la izquierda del diagrama leemos una caída de presión de 1 psi por cada 100 metros de tubería.

Como ya conocemos la longitud del tramo C - F , 59 pies, (Tabla 9), podemos calcular la pérdida de presión a través de este tramo, y con ello conocer la presión que se presentaría en el punto de F (Fig. 6.5). Consideraremos un 10% adicional debido a la presencia de accesorios.

Por lo que tenemos:

TRAMO C - F :

$$1/100 \times (59 + 5.9) = 0.64 \text{ psi} \cong 1 \text{ psi.}$$

Con este resultado podemos considerar que la presión en el punto F será aproximadamente:

$$\text{Punto F : } (91 \text{ psi} - 1 \text{ psi}) = 90 \text{ psi .}$$

Tramo C - G :

Utilizando la Figura 6.4 , e ingresando con el caudal $Q_6 = 874 \text{ lb / h}$, nos desplazamos horizontalmente hasta cortar con una presión de 91 psi . A partir de este punto ascendemos verticalmente hasta alcanzar en la parte superior del diagrama la horizontal correspondiente a una velocidad de $v = 4000 \text{ pies /min.}$, y encontraremos que la tubería requerida será de $1\frac{1}{2} \text{ "}$.

Diámetro de la tubería secundaria tramo C - G = $1\frac{1}{2}$ pulg.

Cálculo de la caída de presión a través del tramo C - G :

Siguiendo con este dato del caudal ($Q_4 = 874 \text{ lb/h}$) ingresamos en el diagrama de la Figura 6.3, y nos desplazamos verticalmente hasta interceptar la línea correspondiente de $1\frac{1}{2}$ ". Horizontalmente a la izquierda del diagrama leemos una caída de presión de 2 psi por cada 100 metros de tubería.

Como ya conocemos la longitud de tramo C - G , 59 pies, (Tabla 9), podemos calcular la pérdida de presión a través de este tramo, y con ello conocer la presión que se presentaría en el punto G (Figura 6.5). Consideraremos un 10% adicional debido a la presencia de accesorios. Por lo que tenemos:

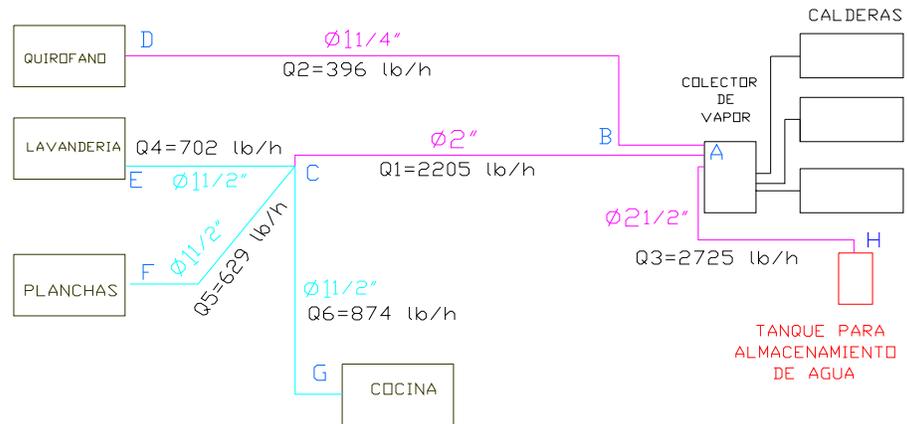
TRAMO C - G :

$$2 / 100 \times (59 + 5.9) = 1.3 \text{ psi} \cong 2 \text{ psi.}$$

Con este resultado podemos considerar que la presión en el punto G será aproximadamente:

$$\text{Punto G : } (91 \text{ psi} - 2 \text{ psi}) = 89 \text{ psi}$$

A continuación , presentamos en la Figura 6.5, un resumen de los valores obtenidos como dimensionamiento de las tuberías y presiones disponibles para los diferentes puntos de consumo.



$$P_D = 95 \text{ psi}$$

$$P_C = 91 \text{ psi}$$

$$P_A = 97 \text{ psi}$$

$$P_E = 90 \text{ psi}$$

$$P_G = 89 \text{ psi}$$

$$P_D = 95 \text{ psi}$$

Figura 6.5 : Presiones disponibles para los puntos de consumo.

Por lo tanto podemos concluir que en los diferentes puntos de consumo se tendrían presiones disponibles y suficientes para cumplir los requerimientos de los diferentes equipos como esterilizadores, máquinas, planchas a vapor y marmitas.

Sin embargo, será necesario la utilización de válvulas reductoras de presión, para regular el vapor a las presiones requeridas por los equipos consumidores, logrando protección de los equipos y ahorro de energía por la optimización de la eficiencia del proceso.

Resumiendo los resultados anteriores, referentes al dimensionamiento de las tuberías para vapor, se puede concluir que las condiciones presentadas en el sistema de vapor del Hospital Naval, requieren tuberías de 2" para el tramo principal A-C , tuberías de 1¼" para el tramo principal A - D, mientras que para los tramos secundarios C - E, C - F, y C-G se requiere tuberías de 1½" .

Si comparamos estos valores con los presentados en la instalación existente, podemos afirmar que en cuanto al tramo principal A-C, este valor se ajusta al valor calculado (2"), sin embargo, para el tramo A - B - D y para otros tramos secundarios, se esta utilizando tuberías que no se ajustan a los valores calculados y requeridos. Esto lo podemos comprobar en los esquemas presentados en los Planos 1 y 2 de la sección Anexos.

Al respecto se debe manifestar que al utilizar una tubería de mayor diámetro que el requerido, estamos elevando los costos, mientras que en los tramos que se emplea tubería de menor diámetro que el requerido se estaría aumentando las pérdidas al ser directamente proporcionales a la velocidad del fluido.

Además, se debe tener en cuenta que es preferible generar y distribuir vapor a una presión relativamente alta e instalar las válvulas

reductoras de presión antes de los equipos que lo requieran, con ello obtendríamos dos ventajas: la primera se disminuiría considerablemente los arrastres de agua que pueden producirse, y la segunda nos daría la oportunidad de utilizar tuberías de menor diámetro (ahorro de costos) para el transporte puesto que el volumen específico del vapor disminuye cuando la presión aumenta.

6.2 Cálculo y selección del aislamiento de las tuberías de vapor.

El aislamiento de las tuberías por cuyo interior circula un fluido a mayor temperatura que la temperatura ambiental, es necesario para evitar las pérdidas caloríficas y por lo tanto la disminución de la eficiencia de las calderas.

Para seleccionar el aislamiento debemos tomar en cuenta entre otras las siguientes observaciones:

- a) El material aislante debe ser capaz de soportar la temperatura máxima de operación del fluido que se encuentra circulando por la tubería.

- b) El aislamiento debe estar sujeto a acoplarse adecuadamente sobre la superficie de la tubería y formar una buena unión.

- c) El aislamiento debe ser impermeable en las líneas de tuberías que se encuentren a la intemperie o enterradas, para evitar así la penetración del agua en su interior.

- d) El aislamiento térmico consistirá en una combinación de materiales de alta resistencia al flujo de calor, recubrimiento de protección y correcta instalación.

- e) La eficiencia y tiempo de duración del aislamiento depende directamente de la protección a la entrada de la humedad, y al daño mecánico o químico.

- f) El sistema debe diseñarse para permanecer inalterable en las condiciones de operación.

- g) El aislamiento no debe considerarse solamente como un medio de ahorro de combustible, sino que colabora para el control de la condensación, debido a que las elevadas pérdidas por radiación causadas por un aislamiento insuficiente o ineficaz provocan condensación excesiva en la línea y con ello se facilita el arrastre de agua por el vapor, el cual se convierte en vapor de mala calidad.

h) Además de ser el material aislante un medio de protección personal, debe promover la conservación ambiental, sin ser nocivo para la salud del personal que trabaja en las instalaciones.

Considerando las anteriores recomendaciones, y especialmente por la última debemos desechar el aislamiento de los tramos en los cuales se utiliza materiales que tengan como parte de sus componentes al asbesto, debido a que de acuerdo a estudios médicos es cancerígeno y por lo tanto nocivo para la salud . Así en el Hospital Naval, las tuberías que conectan las calderas con el colector de vapor (Figura 6.6), y parte de la tubería principal, tienen colocado como material aislante un recubrimiento moldeado que contiene sílice calcinado, fibra de asbesto y otros materiales aglutinantes.



Figura 6.6 : Recubrimiento aislante que contiene asbesto.

En el transcurso del desarrollo de la presente tesis, se ha planteado esta recomendación y se ha iniciado el cambio respectivo, por lo cual se presenta a continuación el procedimiento para la selección de los materiales aislantes.

Para el aislamiento de todas las tuberías de vapor, se selecciona como material cañuelas de lana de vidrio semirígida, con una densidad de 3 lb/pie², preformada como medias cañas, con foil ASJ traslapado y adhesivo incorporado, con un rango permisible para temperaturas de operación de hasta 454°C.

Para la selección del espesor óptimo y económico del aislante, de acuerdo a la temperatura / presión de trabajo, y para cada diámetro de tubería, los fabricantes Owens Corning, presentan unas tablas

para la selección del aislante, en la que además incluyen cierta información económica como el tiempo en el que se recuperaría la inversión del aislante.

A continuación, presentamos parte de esta información, la misma que nos permitirá seleccionar el espesor del aislante lana de vidrio.

Diámetro de Tubería Pulg (mm)	Características	Temperatura del vapor Presión del vapor		
		250°F 29.8 psi	350°F 134.6 psi	450°F 423 psi
½" (15mm)	Espesor económico (pulg)	1.0	1.0	1.0
	Pérdida de calor (BTU/pie/h)	19	33	50
	Temp. Superficial (°F)	91	102	114
1" (25mm)	Espesor económico (pulg)	1.0	1.0	1.0
	Pérdida de calor (BTU/pie/h)	24	41	63
	Temp. Superficial (°F)	92	103	115
1½" (40mm)	Espesor económico (pulg)	1.0	1.0	1.5
	Pérdida de calor (BTU/pie/h)	31	54	65
	Temp. Superficial (°F)	94	106	106
2" (50mm)	Espesor económico (pulg)	1.0	1.5	1.5
	Pérdida de calor (BTU/pie/h)	36	48	74
	Temp. Superficial (°F)	95	97	107
3" (80mm)	Espesor económico (pulg)	1.0	1.5	1.5
	Pérdida de calor (BTU/pie/h)	49	64	98
	Temp. Superficial (°F)	97	99	110

Tabla 11 : Espesores económicos para el aislante lana vidrio.
Fuente de información : Fabricantes Owens Corning.

De acuerdo a la Tabla 11, presentamos en la siguiente tabla los espesores requeridos para los distintos tramos de tuberías calculados.

AISLANTE LANA DE VIDRIO PARA TUBERIAS DE VAPOR				
Tramo de tubería	Ø (pulg)	Presión Máx. (psi)	Temperatura °F , (°C)	Espesor Requerido
Conexión calderas al colector de vapor	2 ”	150	359 °F (182 °C)	1.5”
Tramo A-C.	2”.	100	328 °F (165 °C)	1.5”
Tramos C-E, C-F y C-G	1½ ”	90	320 °F (160 °C)	1”
Tramo A-B-D	1¼”	92	322 °F (161°C)	1”

Tabla 12 : Espesores de aislantes requeridos.

6.3 Dimensionamiento de las tuberías de retorno de condensado.

Aquí estamos frente a un aspecto sumamente importante como es la recuperación del condensado, y se refiere de esta manera precisamente porque en el desarrollo de la presente tesis se ha podido comprobar que existe ausencia de tuberías de retorno de condensado para ciertos puntos de consumo. Así, en el Hospital Naval, solamente se recupera el condensado producto del uso del vapor en la sección de la cocina (marmitas), pero se lo hace de una manera ineficiente al no existir trampas de vapor, mientras que en los otros lugares como en los equipos esterilizadores del quirófano y en la sección de lavandería y secado , planchas a vapor, se está enviando el condensado hacia desagües, con lo cual se está desperdiciando su utilidad.



Figura 6.7 : Ausencia de retorno del condensado y trampas de vapor en las máquinas para lavar. El condensado y parte de vapor se desperdicia enviándolos por un desagüe.



Figura 6.8 : En los equipos esterilizadores del quirófano, el condensado se desecha por un simple “embudo” que conecta a un desagüe.

Existen diversas razones que demuestran que el condensado no debe ser enviado hacia los desagües. El condensado que se forma en las tuberías de distribución y en los equipos de proceso se puede utilizar para la alimentación de las calderas, así el vapor debe completar un ciclo, regresando el condensado al tanque de alimentación de la caldera.

Otra razón para su utilidad es el calor que contiene el condensado, incluso después de haberse aprovechado el revaporizado. Se puede utilizar como agua caliente de proceso, pero la mejor solución es devolverlo al tanque de alimentación de las calderas donde puede ser utilizado sin necesidad de tratamiento con lo que se ahorra combustible, agua de reposición y los costos del tratamiento.

Una de las razones por las cuales no se recupera el condensado en el Hospital Naval, puede ser la posible contaminación del mismo, pero esto se puede solucionar con la instalación de filtros y trampas de vapor, lo cual se analizará detalladamente en el Capítulo 7.

Incluso aún si el condensado estuviera contaminado, lo cual es improbable ya que no se trata con productos químicos en los puntos de consumo, se podría utilizarlo como agua caliente de limpieza, con lo cual se ahorra el vapor que debería mezclarse con agua fría para calentarla.

Luego de haber comprendido la importancia de la recuperación del condensado, procedemos a dimensionar las tuberías de retorno del mismo.

El principal problema para el dimensionamiento de este tipo de tuberías es el efecto de revaporizado. El condensado antes de ser descargado por las trampas de vapor, es agua caliente a la presión de trabajo de la instalación.

Una vez descargado pasa a ser agua caliente a la presión de la línea de condensado, más cierta cantidad de revaporizado.

La experiencia indica que si diseñamos la tubería de retorno, como si se tratara de una tubería de agua, con el caudal correspondiente a las condiciones de precalentamiento, será capaz de transportar el condensado y revaporizado de régimen.

Cuando no se conoce el caudal de puesta en marcha, en la mayoría de los casos podemos considerar que es igual al doble del régimen.

En algunos casos, especialmente con presiones alta, debemos aumentar el margen de seguridad de 2.5 a 3 veces el caudal del régimen. Para nuestro caso consideraremos solamente el doble.

Para los distintos puntos de consumo (D, E, F y G) consideraremos el doble del flujo disponible para consumo, así tendremos los siguientes resultados presentados en la Tabla 13.

CAUDALES DE CONDENSADO				
PUNTO	SECCION	FLUJO DISPONIBLE (lb / h)	POR FACTOR (2) (lb / h)	POR FACTOR (2) (Kg / h)
D	QUIROFANO	396	792	360
E	LAVANDERIA	702	1404	638
F	PLANCHAS	629	1258	572
G	COCINA	874	1748	795

Tabla 13 : Caudales de condensado.

Se sugiere dimensionar las tuberías de condensado en un rango de caída de presión unitaria del orden de 0.05 a 0.1 Kg / cm² por cada 100 metros de tubería, o lo que es lo mismo 0.21 a 0.43 psi por cada 100 pies de tubería.

Utilizaremos la gráfica de la Figura 6.9, la misma que relaciona el caudal con la pérdida de carga (o caída de presión) , en la cual las líneas inclinadas nos indicarán el diámetro de tubería que debemos emplear para el retorno del condensado, de acuerdo al caudal y la caída de presión recomendada.

Así por ejemplo, para el punto de consumo D (equipos del quirófano), utilizando la gráfica, entramos con el caudal de 360 Kg/h por la derecha y nos desplazamos horizontalmente hasta interceptar con la vertical (caída de presión recomendada en Kg por cada 100 metros de tubería) que viene desde la escala superior.

CAIDAS DE PRESSION

o PERDIDAS DE CARGA EN KG/CM² x 100 METROS DE TUBERIA

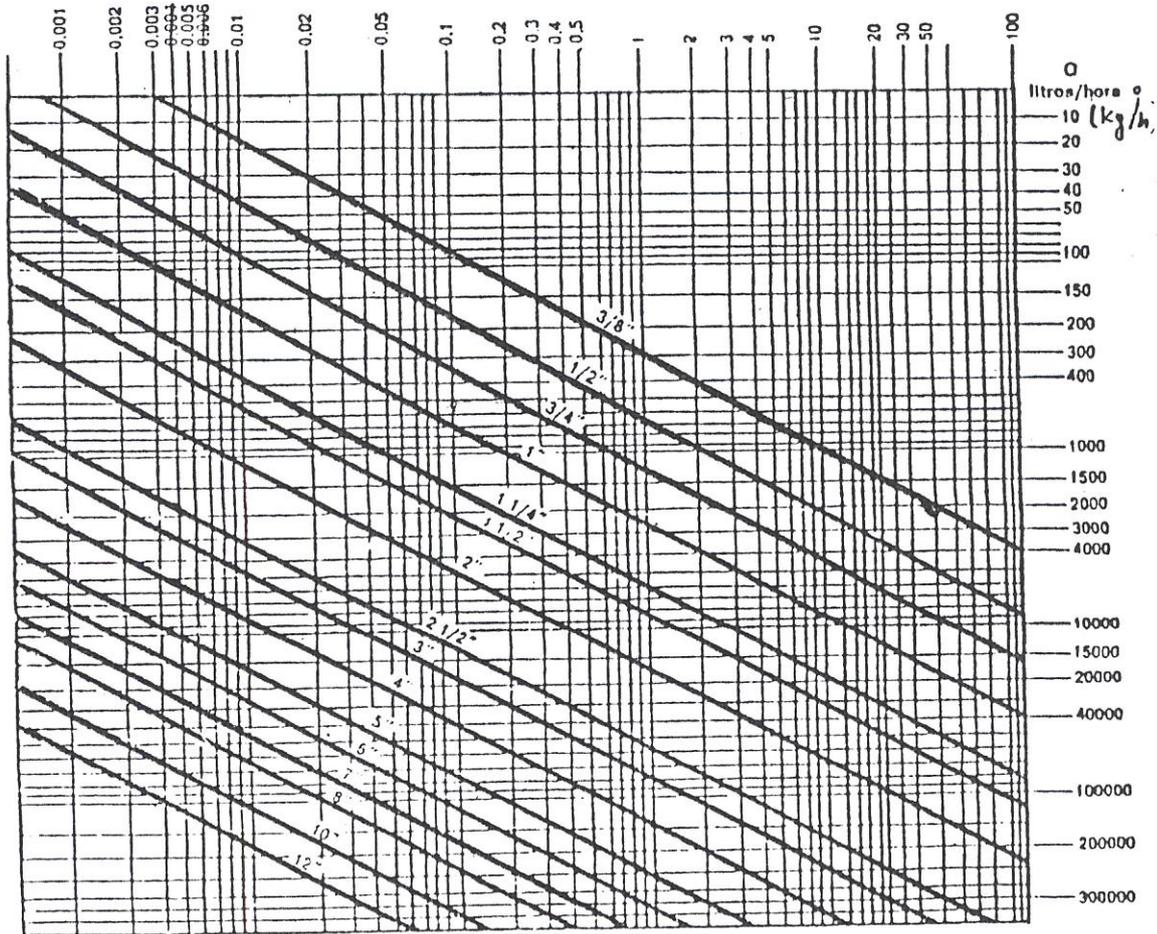


Figura 6.9 : Diagrama caudal vs caída de presión.
 Fuente de información : " Calderas Industriales y Marinas " , Angel Vargas Z.

Por lo tanto, para 0.1 Kg. / cm^2 por cada 100 metros de tubería, se deberá seleccionar una tubería de $\frac{3}{4}$ ". Para una tubería de menor diámetro, (Ej. $\frac{1}{2}$ ") aumentan las caídas de presión lo cual no es conveniente, pues esta anomalía produce una reducción de la capacidad de descarga de las trampas de vapor. Por otra parte si seleccionamos una tubería de mayor diámetro (Ej. 1"), estamos sobredimensionando la tubería lo cual es anti - económico.

De acuerdo a lo anterior, la tubería recomendada para el retorno del condensado desde el punto D será de $\frac{3}{4}$ ".

Para los punto de consumo E (equipos de lavandería), F (planchas a vapor) y G (marmitas), utilizando el diagrama de la Figura 6.9, entramos con los caudales de 638 Kg./h , 572 Kg./h y 795 Kg./h respectivamente para cada caso, y nos desplazamos horizontalmente hasta interceptar la vertical (caída de presión recomendada en Kg./cm^2 por cada 100 metros de tubería), que viene desde la escala superior.

Así, para 0.1 Kg./cm^2 por cada 100 metros de tubería, tenemos que para los 3 puntos de consumo referidos, se deberá seleccionar una tubería de 1". Si seleccionamos una tubería de menor diámetro

(Ej. $\frac{3}{4}$ ") aumentarían las caídas de presión, produciendo una reducción de la capacidad de descarga de las trampas de vapor. Si seleccionásemos una tubería de mayor diámetro (Ej. $1\frac{1}{4}$ "), estaríamos sobredimensionando la tubería aumentaríamos los costos.

Por lo tanto la tubería recomendada para el retorno del condensado desde los puntos E, F y G serán de 1".

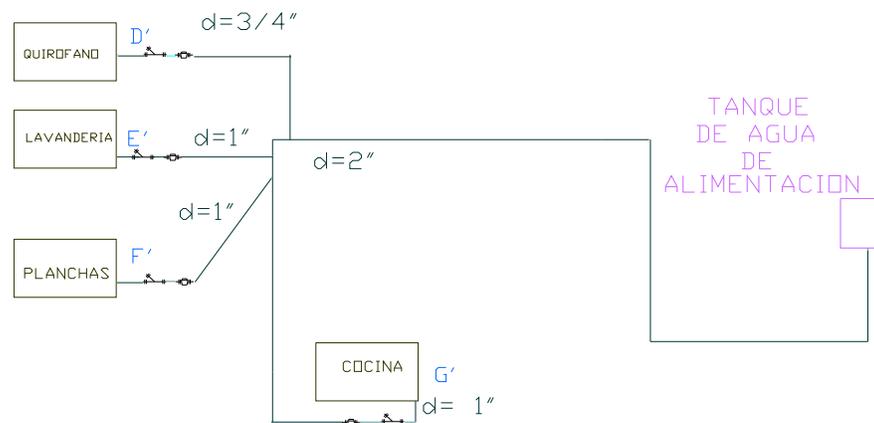


Figura 6.10 : Esquema general de retornos de condensado.

En la Figura 6.10, se puede observar en esquema y de manera resumida las instalaciones de retorno del condensado de los equipos a vapor, de acuerdo a los diámetros de las tuberías calculadas para cada sección, las cuales se conectarán a una tubería común de retorno de condensado (dimensionada con el método anterior, $\phi =2"$)

con el fin de recibir los caudales individuales y además lograr una instalación de retorno de condensado que a la vez que aproveche los espacios disponibles de las instalaciones para el retorno, utilice la menor longitud de tuberías (costos del material).

Todas las tuberías y accesorios requeridos para este sistema de retorno de condensado, así como también las tuberías de vapor con sus respectivos accesorios serán de acero inoxidable 304 utilizado para sistemas de vapor.

En el Capítulo 7 , y en los planos 1 y 2 , se desarrollará detalladamente este circuito de retorno de condensado, con la distribución de trampas y filtros que permitirán obtener un condensado limpio y útil.

6.4 Selección de aislamientos para tanque de agua de alimentación y conjuntos de accesorios.

Con el fin de mantener el tanque de agua de alimentación lo más aislado posible, y así evitar las pérdidas que se producen luego de ser puestas fuera de servicio diariamente las calderas aproximadamente desde las 20:00 horas hasta las 05:00 que se las pone en servicio nuevamente, es recomendable aislarlo para lo cual se puede seleccionar un material de fibra de vidrio semirígida

denominado insul quick, el cual presenta una densidad de 3 lb/pie³, no se desmorona, ni tampoco se cuarteo o escurre cuando es sometido a altas condiciones de vibración, y es utilizado eficientemente para aislar tanques con superficies planas o cilíndricas.

Para las condiciones existentes en el tanque de almacenamiento del Hospital, en el que el agua se requiere que se mantenga alrededor de los 70 °C, es suficiente con utilizar el material en planchas de 1" de espesor.

Igualmente se debe utilizar este material insul quick 1" , para aislar el tanque que funciona a la vez como intercambiador de calor y como tanque de almacenamiento (Figura 3.4) , el mismo que no tiene ningún material aislante, sin embargo de señalar el termómetro conectado a su interior, valores de hasta 90 °C , lo cual es una pérdida permanente de energía por falta de aislamiento.

También se debe reemplazar al aislante que cubre al colector de vapor por ser de fibra de asbesto y otros materiales aglutinantes.

El material utilizado será insul quick en planchas de 1½" de espesor que se utilizan para equipos que se mantienen con temperaturas de hasta 510 °C.

En las instalaciones de vapor, existe además la necesidad de aislar otros elementos para evitar pérdidas de calor significativas y riesgo de quemaduras, por ejemplo conjuntos de accesorios como válvulas de diferentes tipos, en las cuales el aislante deberá acoplarse y a la vez permitir realizar trabajos rutinarios de mantenimiento. Por tal razón los fabricantes han puesto al mercado materiales que permiten realizar estas tareas, así debemos seleccionar chaquetas reutilizables, fabricadas a partir de textiles de fibra de vidrio, la tela exterior con silicona para volverlas impermeables y la interior resistente a la alta temperatura.

Finalmente, es necesario mantener y cuidar el buen estado del aislante para que cumpla eficazmente su función, y así encontramos que los fabricantes han desarrollado chaquetas de aluminio que se colocan alrededor de las cañuelas de lana de vidrio, protegiéndolas y evitando que se fisuren, por lo que sería beneficioso utilizarlas principalmente en los tramos que exista la mayor posibilidad de ocurrir deterioros del aislante.

CAPITULO 7

7. TRAMPAS DE VAPOR.

Una trampa de vapor es una “ válvula automática ” capaz de distinguir la diferencia entre vapor y condensado, siendo su función descargar el condensado sin permitir el escape del vapor. Esta simple pero fundamental acción permitirá evitar pérdidas de energía importantes y por lo tanto representará un ahorro económico. Adicionalmente cuando se corta el vapor, el aire ocupará todo el espacio interior de cualquier equipo utilizado, y este debe ser eliminado del sistema en el arranque; y es la trampa de vapor la que eliminará el aire indeseable como también los gases no condensables del sistema de vapor.

Para el caso del sistema de vapor del Hospital Naval, y debido a la importante función que desempeñan las trampas de vapor, éstas deberán ser instaladas en lugares tales como:

- a) Donde el vapor calienta directamente materiales sólidos como en los equipos esterilizadores.
- b) Donde el vapor indirectamente calienta un líquido a través de una superficie metálica, como en las marmitas.
- c) Donde el vapor calienta un sólido a través de superficies metálicas como en las secadoras-planchadoras.
- d) En lugares cruciales de la instalación, que se detallarán posteriormente en la selección y distribución de las trampas.

Sin embargo, en la existente instalación de vapor en el Hospital Naval, no existe presencia de trampas en los lugares antes mencionados, tampoco en los tramos principales de vapor que salen de las calderas y que los catálogos York – Shipley serie 548, indican que sean instaladas. A continuación presentamos unas fotografías de la existente instalación de vapor del Hospital Naval, en las mismas que se puede comprobar las observaciones realizadas.



Figura 7.1 : Ausencia de trampas de vapor en tuberías principales que salen de las calderas.



Figura 7.2 : Ausencia de trampas de vapor en lavandería.



Figura 7.3 : Ausencia de trampas de vapor en marmitas.

Por lo tanto es imprescindible analizar la selección y distribución de trampas, que a continuación presentamos.

7.1 Selección de trampas de vapor.

Brevemente señalemos que existen 4 grupos principales de trampas:

Grupo Termostático. - Estas trampas identifican el vapor y el condensado mediante la diferencia de temperatura a la cual opera sobre un elemento termostático. El condensado debe enfriarse por debajo de la temperatura del vapor antes de ser eliminado.

Grupo Mecánico.- Las trampas de este tipo operan mecánicamente por la diferencia de densidad entre el vapor y el condensado. El movimiento de un flotador o un balde actúa sobre la válvula de salida.

Grupo Termodinámico.- Estas trampas trabajan por la diferencia de velocidad entre el vapor y el condensado. La válvula consiste en un disco que cierra con la alta velocidad del revaporizado y abre con la baja velocidad del condensado.

Otros tipos.- Aquí se reúnen otras trampas que no pueden ser situadas en una de las categorías anteriores, y que utilizan otros principios como por ejemplo las trampas tipo impulso, tipo laberinto, placa orificio, etc...

Cada tipo de trampa tiene sus ventajas y limitaciones que deben considerarse en la selección, y además no debemos contentarnos con que la trampa trabaje moderadamente bien, sino que debemos alcanzar la máxima eficiencia en todos los equipos que usan vapor, esto significa que debemos seleccionar una trampa para cada aplicación concreta.

Por lo tanto debemos considerar los siguientes factores en la selección de trampas para el sistema de vapor del Hospital Naval :

1.- Anegamiento por condensado .- En la mayoría de los equipos es deseable y muchas veces imprescindible, descargar el condensado tan pronto como se forma. Las trampas tipo mecánico son idóneas para aplicaciones que requieran una rápida eliminación del condensado. Las trampas del tipo termostático no drenan el condensado hasta que éste se ha enfriado una cantidad de grados por debajo de la temperatura del vapor, con lo que se produce un cierto anegamiento del espacio destinado a éste. Un ejemplo de este tipo de trampas termostáticas es el de presión balanceada.

2.- Elevación del condensado .- La velocidad a la cual la trampa puede descargar el condensado depende del tamaño del orificio de

la válvula y de la presión diferencial o diferencia de presión entre la entrada y la salida de la trampa. Si una trampa descarga a la atmósfera, la presión diferencial a través de la misma es igual a la presión de entrada, lo mismo sucede si la trampa descarga en una línea de retorno situada a nivel inferior y que permite al condensado llegar, por gravedad, hacia el tanque de alimentación de las calderas (sería el caso de las trampas a ser instaladas en los equipos esterilizadores del quirófano, que está situado en el segundo piso).

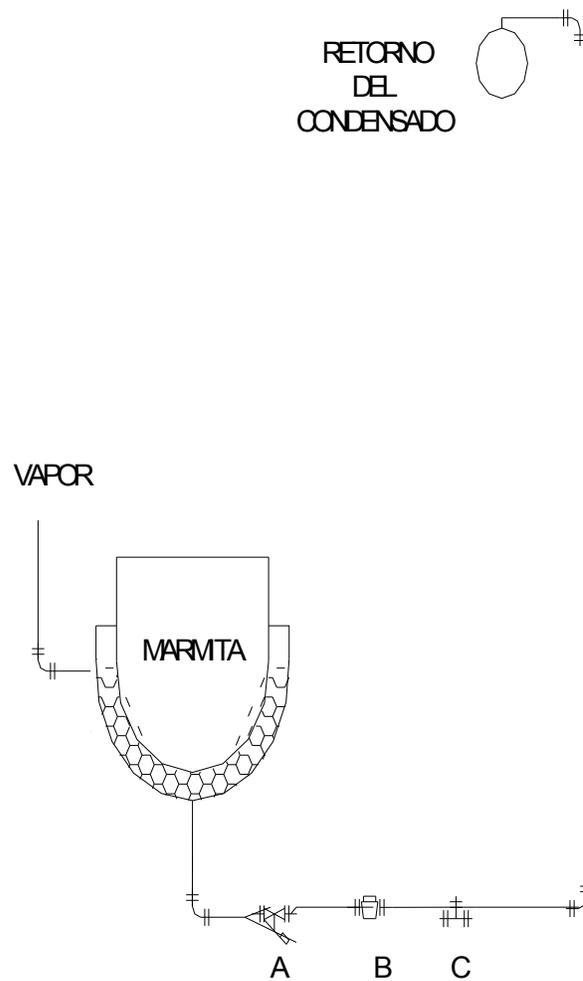
Sin embargo, para los demás equipos existentes como por ejemplo las marmitas en la cocina, y las máquinas lavadoras, planchas, el tanque de alimentación de las calderas está a un nivel superior de los tramos donde serían instaladas las trampas , por lo tanto se deberá considerar que por cada 0.11 bar (1.6 psi , 11 kPa) de presión de vapor en la trampa, el condensado puede ser elevado a una altura próxima a 1 metro. Considerando las presiones de vapor en los equipos antes mencionados [marmitas : 40 psi (2.7 bar) , y en otras máquinas : 80 psi (5.4 bar)] y con suficientes factores de seguridad, no existiría inconveniente para elevar el condensado al circuito de retorno de la instalación que se encuentra próximo a los 4 metros.

Se debe sí tomar en cuenta, que para elevar el condensado, la trampa debe ser de un tipo en el cual todo el cuerpo de la misma éste sometido a la presión del vapor (trampas tipo mecánico, por ejemplo una eficiente opción sería del tipo flotador y termostática, que se la detallará posteriormente).

Siempre es preferible instalar la trampa por debajo del punto de drenaje de la unidad en cuestión, como se indica en la Figura 7.4.

Además la trampa se la instalará cerca de la unidad a drenar, precedida de un filtro y seguida de una válvula de retención, para evitar que el condensado llene la parte destinada al vapor durante las paradas. Se deberá conectar la tubería de elevación a la parte superior de la tubería principal de retorno de condensado.

3.-Golpes de ariete.- La energía liberada en los golpes de ariete puede ser suficiente como para romper algún elemento de la instalación. Así, es aconsejable instalar una trampa robusta como la termodinámica, la de balde invertido o la bimetálica cuando existan riesgos para producirse golpes de ariete.



- A.- Filtro.
- B.- Trampa de vapor : tipo flotador - termostática.
- C.- Válvula de retención.

Figura 7.4 : Ubicación del conjunto trampa-filtro en las unidades a drenar.

4.- Condensado corrosivo.- El agua no es suficientemente pura como para poderla usar directamente en la alimentación de las calderas, por lo tanto se requiere cierto tipo de tratamiento químico.

Esto puede facilitar la presencia de sólidos disueltos y gases tales como el oxígeno y dióxido de carbono, los cuales a una determinada concentración pueden disolverse en el condensado, convirtiéndolo en corrosivo.

La mejor manera de eliminar la corrosión es su origen, por esta razón una trampa de vapor que permita una correcta eliminación del aire y que drene el condensado a la temperatura del vapor, no permitirá daños por corrosión en el sistema. Este requerimiento lo cumple la trampa tipo mecánico de flotador con eliminador termostático de aire.

Se puede resumir los factores de selección antes mencionados presentando una guía de selección de trampas de vapor (Tabla 14), la cual nos servirá para comprobar el requerimiento de 2 tipos de trampas para la instalación de vapor en el Hospital Naval :

1. trampas **tipo termodinámicas** para los tramos de tuberías de vapor principales, y
2. trampas tipo mecánico de flotador con eliminador termostático de aire (**flotador – termostático**) para los equipos como marmitas, esterilizadores, máquinas lavadoras, planchas.

Guía de Selección de Trampas para Vapor				
Aplicación	Primera Opción		Segunda Opción	
	Flotador Termostático	Termodinámica	Presión Balanceada	Balde Invertido
Tuberías de vapor				
Hasta 30 psig	*			*
30-400 psig		*		*
Equipos de Hospitales				
Autoclaves	*		*	
Esterilizadores	*		*	
Equipos de procesos generales				
Hasta 30 psig	*			*
Hasta 200 psig	*			*

Tabla 14 : Guía de selección de trampas para vapor.
Fuente de información : Catálogo de productos Spirax / Sarco.

Trampas de Flotador – Termostáticas :

Operación .- Estas trampas usan para operar un conjunto de flotador y válvula. Esquemáticamente se la representa en la Figura 7.5.

El condensado ingresa al cuerpo de la trampa a través de la entrada “A” y el flotador “B” sube a medida que aumente el nivel del agua, lo que permite que la válvula de salida “D” se abra gradualmente,

dando una descarga continua de condensado. Si la carga de condensado disminuye y el vapor llega a al trampa, el flotador bajará hasta su posición inferior. La válvula se apoya firmemente en su asiento impidiendo la salida de vapor.

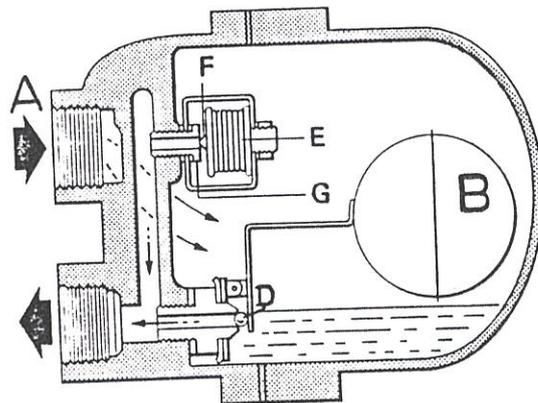


Figura 7.5 : Trampa de Flotador con Eliminador Termostático de Aire.



La válvula "F" está totalmente abierta cuando la trampa está fría, con lo que el aire descarga perfectamente en el arranque. Tan pronto como el vapor llega a la trampa el elemento automático "E" se expande y empuja la válvula "F" contra su asiento "G" con lo cual el vapor no puede escapar. Si durante la operación entra aire en la trampa, quedará acumulado en la parte superior. Su efecto de

enfriamiento provocará que el elemento termostático se contraiga permitiendo la descarga de aire.

Podemos explicar la operación de estas trampas, mediante el esquema que se presenta en la Figura 7.6.

- (1) Desalojan el condensado tan pronto como se forma.
- (2) Si el aire pasa a la trampa, el sello hidráulico le impedirá llegar a la válvula.
- (3) La trampa incorpora un venteo termostático, que permite que el aire haga un by-pass a la válvula principal.

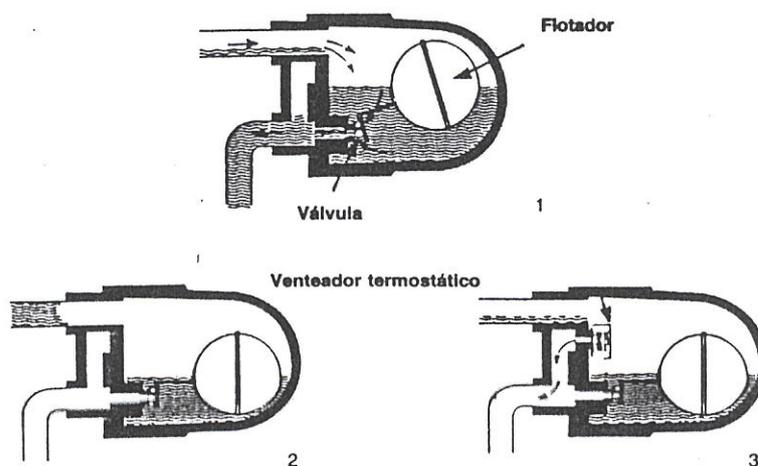


Figura 7.6 : Operación de la trampa flotador – termostática.

Características y Beneficios .-

- La válvula del mecanismo de flotador modula automáticamente y continuamente para desalojar el condensado a la temperatura del vapor.
- Debido a que la válvula no oscila entre las posiciones abierta y cerrada, con una trampa bien dimensionada nunca se inundará el espacio de vapor.
- La operación modulante impide las variaciones súbitas de la presión de vapor que podrían perturbar el control de temperatura.
- Los gases no condensables son descargados por un venteo independiente del mecanismo principal resistente a los golpes de ariete y al vapor recalentado.

Selección .-

Para seleccionar las trampas de flotador termostáticas, es necesario conocer los siguientes factores:

- a) La cantidad de condensado que debe separar la trampa.
- b) La presión diferencial entre la entrada y la salida de la trampa.
- c) Factor de seguridad.

Con respecto a la cantidad de condensado a descargar, se debe tener presente que el vapor se condensará más rápidamente en el arranque,

es decir cuando el sistema está frío, por esta razón es una práctica común dimensionar la trampa para descargar el doble del condensado presente en la marcha normal. Estos valores ya los conocemos, fueron calculados y presentados en la sección 6.3 , Tabla 13, para las diferentes secciones :

Quirófano	:	792 lb/h
Lavandería	:	1404 lb /h
Planchas	:	1258 lb /h
Cocina	:	1748 lb /h

Para la selección de las trampas flotador termostáticas requeridas para los diferentes equipos como esterilizadores, marmitas de la cocina, máquinas para lavar y planchar , utilizaremos por un lado la Tabla 15, y por otro la Figura 7.7 que viene a ser una representación gráfica de las capacidades de condensado vs la presión diferencial.

Se puede evaluar la presión diferencial como la presión necesaria para vencer las pérdidas hasta llegar al destino final del condensado (tanque de alimentación), y además considerar un cierto factor de seguridad.

Para la sección de los **esterilizadores del quirófano**, el caudal de condensado será de 792 lb / h y la presión diferencial se la puede evaluar como una aproximación para vencer las pérdidas en los tramos hasta llegar al tanque de agua de alimentación . Utilizando la Figura 6.9 , y el Plano 2 para visualizar (Anexos) , tenemos :

Tramo D' - r1 + Tramo r1- A + 1 psi = 1.28 psi + 0.035 psi + 1 psi \approx 3 psi aproximadamente.

Utilizando la Figura 7.7 , con caudal de condensado 792 lb / h y presión diferencial 3 psi, tenemos una selección una trampa flotador termostática modelo FT 14 – 10, que puede soportar presiones de hasta 145 psi.

Para la sección de las **máquinas lavadoras**, el caudal de condensado será de 1404 lb / h y la presión diferencial se la puede evaluar como una aproximación para vencer las pérdidas en los tramos hasta llegar al tanque de agua de alimentación . Utilizando la Figura 6.9 , y el Plano 2 para visualizar (Anexos) , tenemos :

Tramo E' - r2 + Tramo r2 - A + 1psi = 0.55 psi + 0.1 psi + 1 psi \approx 2 psi aproximadamente.

Utilizando la Figura 7.7 , con caudal de condensado 1404 lb / h y presión diferencial 2 psi, tenemos una selección una trampa flotador termostática modelo FT 14-14, que puede soportar presiones de hasta 200 psi.

Rango de Trampas de Flotador Termostáticas							
Modelo	Serie	Máxima presión de operación (psi)	Tamaños disponibles	Material del cuerpo	Conexiones disponibles		
FT - 15	Conexiones en Paralelo	15	3/4", 1", 1-1/4" 1-1/2", 2"	Hierro fundido	Rosca NPT		
FT - 30		30					
FT - 75		75					
FT - 125		125					
*FT - 150	Conexiones en Línea	150	3/4", 1" 1-1/4", 1-1/2"	Hierro fundido	Rosca NPT Horizontal		
FT - 200		200					
FTI - 15		15	1/2", 3/4", 1"			Hierro Dúctil	Rosca NPT Horizontal
FTI - 30		30					
FTI - 75	75						
FTI - 125	125						
FTI - 200	200	Hierro Fundido	1-1/2", 2"	Hierro Fundido	Rosca NPT Horizontal		
FT14 - 4.5	65						
FT14 - 10	145						
FT14 - 14	200						
FT16 - 4.5	Super Capacidad Conexiones en Paralelo	65	1/2", 2"	Acero Inox.	Rosca NPT Horizontal		
FT16 - 10		145					
FT16 - 14		200					
FTB - 20		20					
FTB - 30	30	2" 2" 2-1/2" 1-1/2", 2", 2-1/2"	Hierro Fundido	Hierro Fundido	Rosca NPT		
FTB - 125	125						
FTB - 175	175						
FTB - 125	125						
FTB - 175	175	Acero Fundido	2-1/2"	Acero Fundido	Rosca NPT, SW		
FT450 - 4.5	65						
FT450 - 10	145						
FT450 - 14	200						
FT450 - 21	300	Alta presión Alta capacidad (3 y 4 pulg.) Conexiones en Línea	3/4", 1" 1-1/2", 2" 3" y 4"	Acero al Carbono	Rosca, SW, Brida horizontal		
FT450 - 32	465						
FT46 - 4.5	65						
FT46 - 10	145						
FT46 - 14	200	Conexiones en Línea	1/2", 3/4", 1" 1-1/2", 2"	Acero Inox.	Brida horizontal		
FT46 - 21	300						

Tabla 15 : Rango de trampas de flotador termostáticas.
Fuente de información : Catálogo de Productos Spirax/Sarco.

CAPACIDADES en LB/H

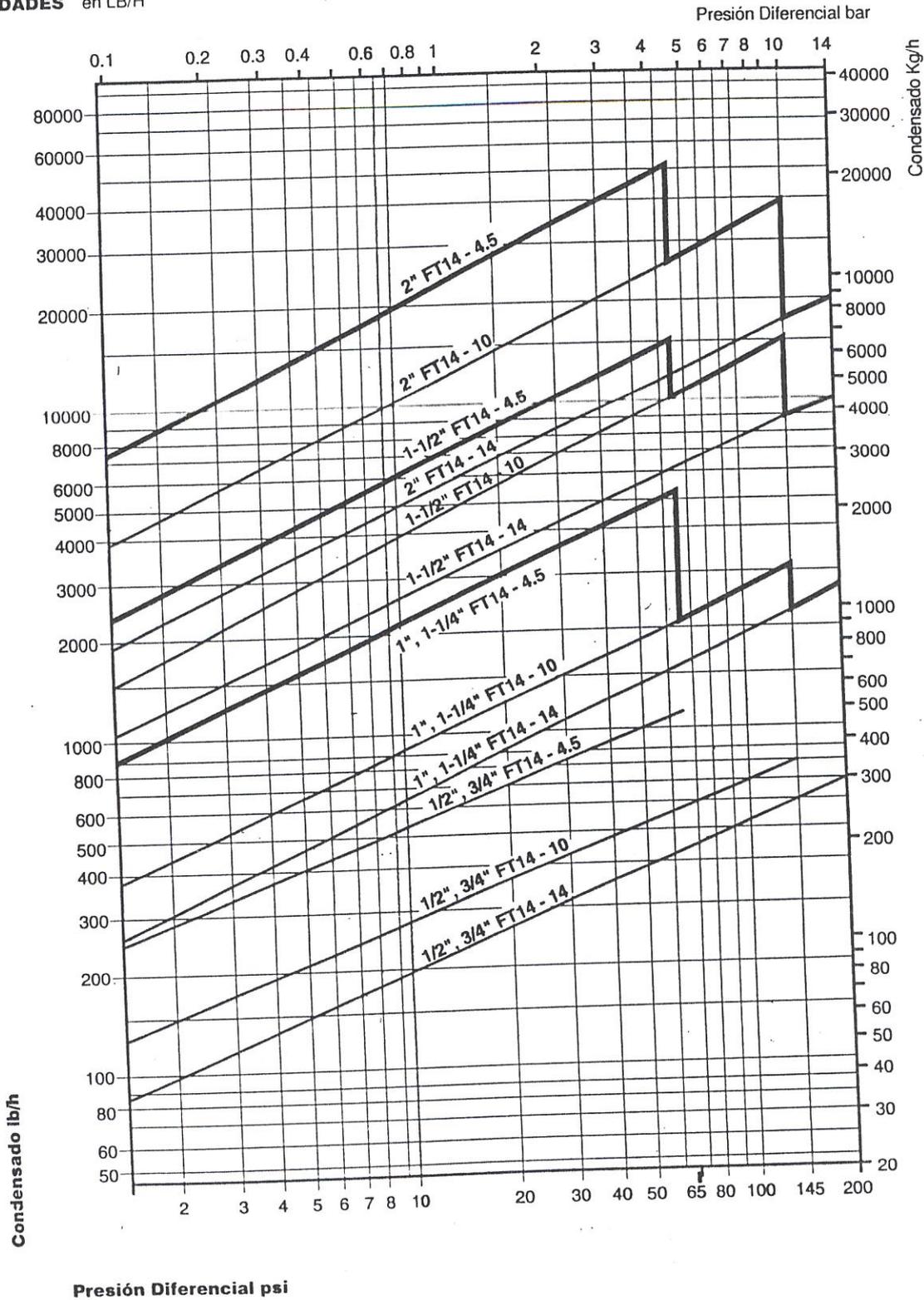


Figura 7.7 : Trampas para vapor de flotador termostáticas.
Fuente de información : Catálogo de productos Spirax/Sarco

Para la sección de las **máquinas para planchar**, el caudal de condensado será de 1258 lb / h y la presión diferencial se la puede evaluar como una aproximación para vencer las pérdidas en los tramos hasta llegar al tanque de agua de alimentación . Utilizando la Figura 6.9 , y el Plano 2 para visualizar (Anexos) , tenemos :

Tramo F' - r3 + Tramo r3 - A + 1psi = 0.64psi + 0.1 psi + 1 ≅ 2 psi aproximadamente.

Utilizando la Figura 7.7 , con caudal de condensado 1258 lb/h y presión diferencial 2 psi, tenemos una selección una trampa flotador termostática modelo FT 14-14, que puede soportar presiones de hasta 200 psi.

Para la sección de las **marmitas** , el caudal de condensado será de 1758 lb / h y la presión diferencial se la puede evaluar como una aproximación para vencer las pérdidas en los tramos hasta llegar al tanque de agua de alimentación . Utilizando la Figura 6.9 , y el Plano 2 para visualizar (Anexos) , tenemos :

Tramo G' - r1 + Tramo r1- A + 1 psi = 0.64psi + 0.1 psi + 1 ≅ 2 psi aproximadamente.

Utilizando la Figura 7.7 , con caudal de condensado 1748 lb/h y presión diferencial 2 psi, tenemos una selección una trampa flotador

termostática modelo FT 14-10, que puede soportar presiones de hasta 145 psi.

Trampas Termodinámicas :

En la Figura 7.1 presentada al inicio del presente capítulo, se puede notar la ausencia de estas trampas, las mismas que deberán ser instaladas en los tramos de tuberías principales con el fin de eliminar la posibilidad de acumulación de agua. Las ubicaciones para estas trampas se indican con los ítems 53 , 56 de la Figura 6.1 (en Anexos), que presentan los fabricantes York – Shipley..

Operación .- Se puede resumir la operación de una trampa termodinámica conforme lo indica la Figura 7.8, en la cual se designa a los diferentes elementos así : A al disco ; B es la salida del condensado ; C es el asiento del disco y D es la cámara de la trampa.

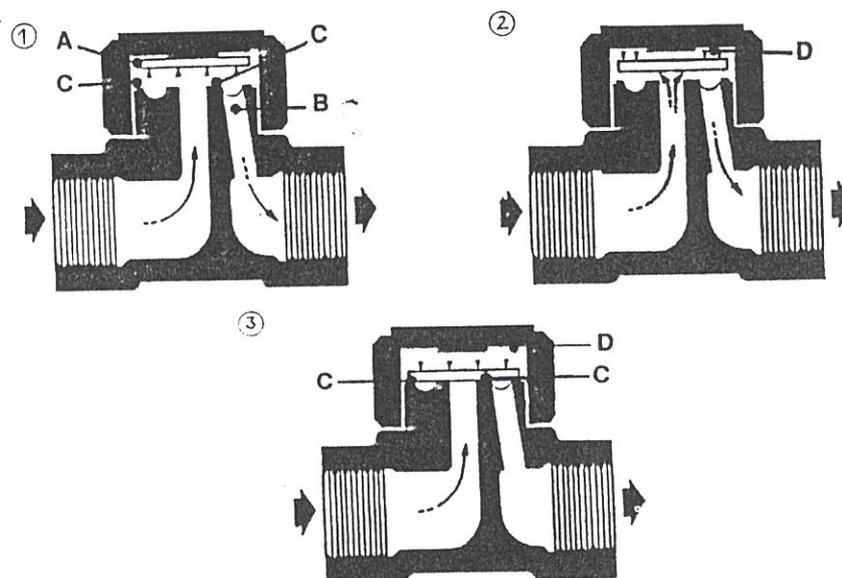


Figura 7.8 : Operación de una trampa termodinámica.

La alta velocidad del vapor crea un área de baja presión debajo del disco y lo dirige hacia el asiento. Se forma la presión en la cámara D debido al impacto de alta velocidad del vapor contra la tapa.

Al inicio, la presión que entra levanta al disco A desde su asiento C. El aire y el condensado frío son descargados instantáneamente a través de la salida B.

La presión del vapor en la cámara D forza al disco hacia abajo contra la presión del fluido que entra hasta que éste se asienta sobre el anillo interno C y cierra la entrada. El disco también se asienta sobre el anillo exterior C trampeando la presión en la cámara D.

Posteriormente, la condensación disminuye la presión en la cámara D. El disco se eleva por la presión entrante, y el ciclo se repite sucesivamente.

Características y Beneficios.-

- La única pieza móvil es un disco de acero inoxidable endurecido.
- Descarga en ráfaga, con cierre hermético, sin purga o fuga controlada.
- Resiste al vapor sobrecalentado, golpe de ariete, corrosión y vibración.
- Trabaja en cualquier posición, y produce un " click " audible cuando asienta el disco lo que permite verificar el funcionamiento.

- No necesita ni ajustes ni cambios de orificios en todo el rango de presión de operación.

Selección.-

Existe en el mercado una trampa termodinámica TD52 que tiene como aplicación típica el drenaje de líneas principales, mediante una pierna colectora de condensado conectada a la tubería principal, como se indica en la siguiente esquema.

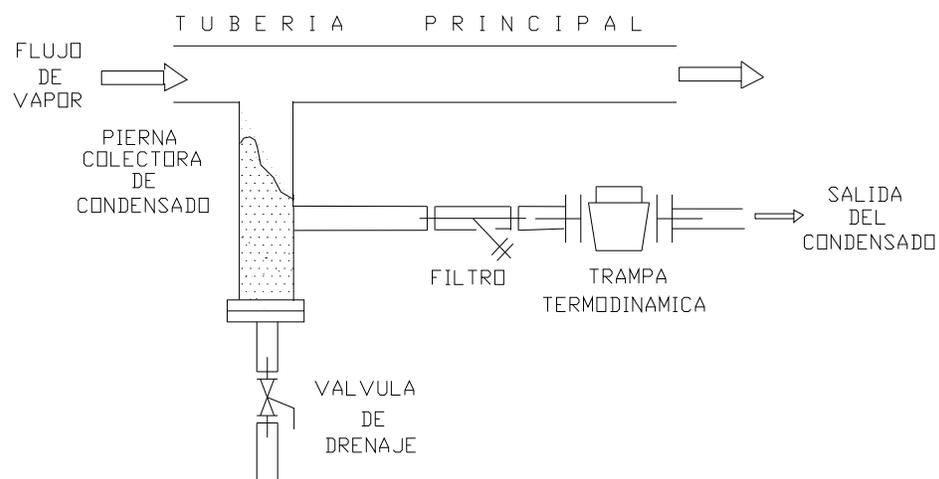


Figura 7.9 : Conjunto pierna colectora – trampa termodinámica.

Esta trampa termodinámica TD52 tiene importantes características y beneficios que los podemos encontrar en los anexos.

Seleccionaremos la trampa TD52 de 1", de acuerdo a la Tabla 16, es decir considerando una presión de 150 psig tendrá una capacidad de

descarga de condensado de 2200 lb/h, que constituye una alta capacidad si consideramos que cada caldera producirá en su máxima potencia 2760 lb/h de vapor.

TRAMPA TERMODINAMICA TD - 52				
Capacidades en lb/h de condensado caliente				
Presión de entrada (psig)	3/8" TD52 1/2" TD52L	1/2" TD52 3/4" TD52L	TD52 3/4"	TD52 1"
3.5	180	300	405	640
5	185	310	420	670
10	190	345	470	725
20	200	410	560	865
30	215	465	640	980
50	245	575	810	1200
75	305	700	1000	1470
100	370	810	1160	1750
*150	500	1000	1450	2200
200	610	1140	1670	2600
250	700	1270	1900	2900
300	790	1410	2100	3250
350	880	1530	2250	3500
400	960	1630	2430	3780
450	1050	1730	2600	4020
500	1100	1830	2750	4250
550	1160	1910	2900	4450
600	1250	2000	3050	4700

Tabla 16 : Selección de trampas termodinámicas.

* Trampa seleccionada.

7.2 Distribución de las trampas de vapor.

La distribución de las trampas en el sistema de vapor del Hospital Naval, y seleccionadas en el numeral anterior, se las puede agrupar en 3 grupos básicos :

- a) En los tramos de tuberías principales que salen de las calderas.
- b) A lo largo de las tuberías de vapor.
- c) En los equipos.

A continuación se detallará la distribución en cada sección, y además se indicará los diferentes tipos de accesorios requeridos como válvulas y filtros, que deberán formar un conjunto con las trampas seleccionadas.

a) En los tramos de tuberías principales que salen de las calderas.

Como se demostró en las Figura 7.1, presentadas al inicio del presente capítulo, se puede notar la ausencia de trampas en los tramos de tuberías principales que salen de las calderas.

Estas trampas (termodinámicas TD52 de 1" , mediante piernas colectoras deben ser instaladas y distribuidas de acuerdo a las Figura 6.1 (en Anexos) y Figura 7.9, con el fin de eliminar la posibilidad de acumulación de agua en el sistema.

Aparte del filtro (para proteger al vapor contra suciedades, limaduras, incrustaciones, escoria, etc...) existente en la tubería de vapor que sale de cada caldera, deberá existir otro filtro antes de cada trampa termodinámica TD52 de 1", formando una unidad filtro-trampa que mantendrá limpio al condensado. Este filtro puede ser un filtro roscado Modelo IT de 1", que soporta presiones de vapor saturado de hasta 250 psig presentado en el siguiente esquema.

Filtros IT roscados					
Dimensiones (nominales) en pulgadas.					
Tamaño	A	B	C	D	Peso (lb)
1/4"	2.9	2.2	1/4"	3.0	1.1
3/8"	2.9	2.2	1/4"	3.0	1.1
1/2"	3.4	2.7	3/8"	3.9	1.4
* 3/4"	4.4	3.4	1/2"	4.6	2.3
** 1"	4.9	3.5	3/4"	5.0	4.3
1- 1/4"	5.4	4.1	1"	5.75	6.5
1 - 1/2"	6.4	4.7	1- 1/4"	6.6	9.3
2"	7.5	5.4	1 - 1/2"	7.75	13.3
2 - 1/2"	9.0	6.4	1- 1/4"	8.25	23.5
3"	10.0	7.6	1- 1/4"	10.25	35.8
Filtros seleccionados : *retorno quirófanos, ** otros.					

Figura 7.10 : Filtro seleccionado.
Fuente de información : Fabricantes Spirax / Sarco

Por lo tanto en esta sección se requerirán :

Elementos	Tipo y Modelo	Número
Trampas	Termodinámicas TD52 de 1"	03 (1 C/Caldera)
Filtros (antes de c/ trampa)	Roscado Modelo IT de 1"	03 (1 C/Trampa)

No consideramos la necesidad de cambiar los filtros y válvulas instaladas en los tramos que salen de cada caldera, debido a que éstos elementos se mantienen operativos.

b) A lo largo de las tuberías de vapor.

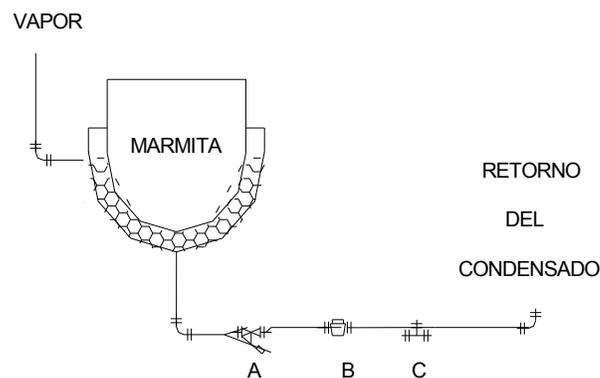
Al respecto existen una serie de recomendaciones para distribuir las trampas de vapor, así :

- En instalaciones que tengan tuberías muy largas de vapor es recomendable colocar trampas en intervalos entre 200 y 500 pies.
- Al final de las tuberías principales de entrega.
- En cualquier punto de nivel inferior en una línea horizontal, donde pueda existir la posibilidad de formarse condensado.
- En puntos intermedios de las tuberías horizontales muy largas, usando brazos colectores del mismo diámetro que la tubería de vapor.

De acuerdo a las anteriores recomendaciones se deberá instalar 1 filtro roscado modelo IT de 1" (Figura 7.10), y 1 trampa termodinámica TD52 de 1" , mediante brazos colectores de 2", en el punto (C) de unión o acople entre la tubería principal y las tuberías secundarias , y también en el punto (B) del tramo principal A - B - D de 210 pies de longitud. (Capítulo 6 ,Figura 6.2)

c) En los equipos.

c.1) Equipos de la cocina .- En las 3 marmitas disponibles se deberá instalar una distribución de elementos como se indica en el siguiente esquema.



- A.- Filtro.
- B.- Trampa de vapor tipo flotador – termostática.
- C.- Válvula de retención.

Figura 7.11 : Conjunto de trampas de vapor para las marmitas.

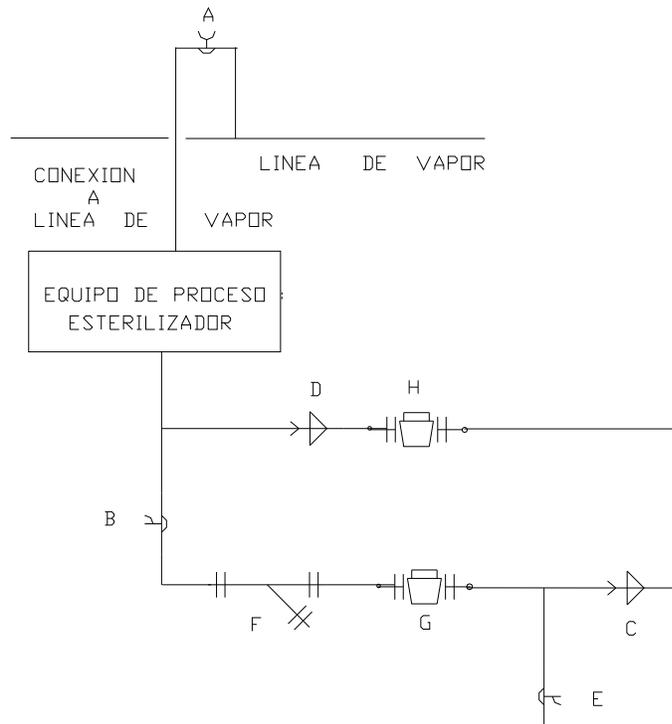
Por lo tanto en la sección de la cocina se requerirán :

Elementos	Tipo y Modelo	Número
Trampas	Flotador termostática modelo FT 14 -10 , tamaño 1"	03 (1 C/ marmita)
Filtros (antes de c / trampa)	Roscado Modelo IT de 1"	03 (1 C/Trampa)
Válvulas de retención	Tipo disco DCV-DN 25 (1")	03

c.2) Equipos del quirófano .- Para cada equipo esterilizador (3), se deberá instalar una distribución de elementos como se indica en la Figura 7.12, en la que se presenta por un lado una trampa principal y por otro una trampa de reserva con el propósito de no detener el funcionamiento del sistema, si acaso sería necesario una reparación de la trampa principal o ésta se dañara.

Las válvulas de retención a la entrada y salida de la trampa deben ser del tipo compuerta para obtener un flujo libre. Es recomendable instalar la válvula de retención en la línea de descarga ya que las trampas descargan a una tubería de retorno común.

Todos los elementos serán de $\frac{3}{4}$ " , así por ejemplo : filtros IT , $\frac{3}{4}$ " , como los mostrados en la Figura 7.10 , y válvulas (DN20, $\frac{3}{4}$ ") .



- A.- Válvula reguladora de presión.
- B.- Válvula de by-pass (desvío).
- C.- Válvula de retención de la descarga.
- D.- Válvula de retención para la entrada de la trampa de reserva.
- E.- Válvula de prueba
- F.- Filtro.
- G.-Trampa de vapor principal (flotador termostática FT-14 –10, $\frac{3}{4}$ ").
- H.-Trampa de vapor de reserva (flotador termostática FT-14 –10, $\frac{3}{4}$ ").

Figura 7.12 : Conjunto de trampas de vapor para los equipos esterilizadores del quirófano.

c.3) Equipos de lavandería- planchas .- De la misma forma se deberá instalar un conjunto de elementos como lo indica la Figura 7.13, para cada 2 lavadoras-secadoras, 2 planchas y 1 rodillo planchador, con ello se está utilizando trampas para cada unidad que

emplea vapor, ya que no se debe instalar trampas para grupos de unidades (evitar el trapeo en grupo).

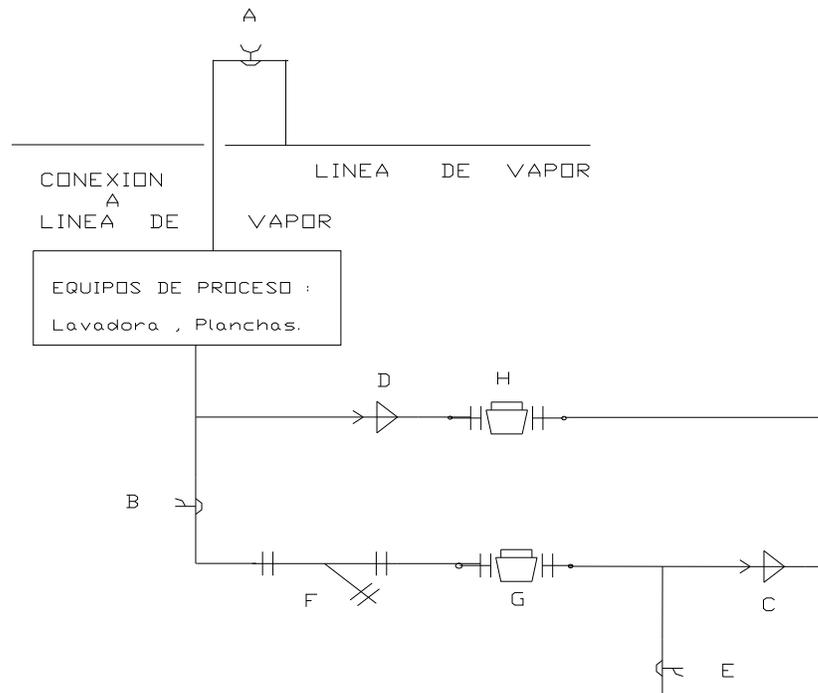


Figura 7.13 : Conjunto de trampas de vapor para los equipos de la lavandería.

En la misma que se deben incluir los siguientes elementos :

- A.- Válvula de entrega de vapor.
- B.- Válvula de by-pass (desvío).
- C.- Válvula de retención de la descarga.
- D.- Válvula de retención para la entrada de la trampa de reserva.
- E.- Válvula de prueba .
- F.- Filtro.
- G.-Trampa de vapor principal (flotador termostática FT- 14-14, 1")
- H.-Trampa de reserva (flotador termostática FT- 14-14, 1")

Los elementos accesorios serán de 1", así por ejemplo filtros IT,1" como los mostrados en la Figura 7.10 , y válvulas (DN25, 1").

CAPITULO 8

8. CALCULO Y SELECCIÓN DEL ABLANDADOR.

El ablandamiento, es un tratamiento externo del agua a ser utilizada en las calderas, y tiene como objetivo evitar la presencia de impurezas provenientes de sales de calcio y magnesio, que además producen incrustaciones que son indeseables en las calderas. La presencia de incrustaciones causa muchos problemas en las calderas y tuberías, así entre los principales podemos señalar a los siguientes :

- Pérdida de eficiencia de las calderas, debido a que en las superficies de calentamiento, las incrustaciones reducen la cantidad de calor transmitido, lo que representa un aumento de la resistencia a vencer por parte del calor.
- Mayor consumo de combustible, se ha llegado a determinar que por ejemplo 2.5 mm de incrustación ocasiona un 16% adicional de combustible gastado.

- Recalentamiento de los tubos, con el consiguiente debilitamiento del material de los mismos.
- Fallas muy costosas, por ejemplo un recalentamiento excesivo causado por las incrustaciones puede inclusive originar explosiones en las calderas.
- Corrosión acentuada bajo las incrustaciones.

La principal razón de la formación de incrustaciones en las calderas, se debe a que la solubilidad del calcio y el magnesio disueltos, decrecen a medida que la temperatura se incrementa. Cuando una solución de estas sales en el agua es sobresaturada, debido a un incremento en la concentración de ellas o al aumento de temperatura del agua, la precipitación de las sales ocurre y forma sedimentos que se adhieren en las superficies de calefacción, formando incrustaciones.

Un ablandador es un equipo de tratamiento de agua, el cual usa resinas de intercambio ciclo sodio, para eliminar los cationes que causan la dureza (calcio y magnesio).

Existen procedimientos para el control y prevención de las incrustaciones mediante el tratamiento con productos químicos del agua para calderas, sin embargo, el objetivo del presente capítulo será la selección del equipo ablandador de acuerdo a la calidad del agua suministrada para las

calderas, y luego determinar si este requerimiento cumple el ablandador existente en el Hospital Naval.

8.1 Tipos de Tratamientos.

Existen varios procesos para corregir las características indeseables del agua suministrada, entre ellas eliminar la dureza. Algunos son simples, baratos de aplicar y requieren poca atención, en cambio otros requieren equipo costoso y productos químicos que requieren alto grado de habilidad en la operación.

Así tenemos por ejemplo instalación de desaireadores, suavización por calentamiento o tratamiento químico en reactores, destilación, cambiadores de iones, tratamientos con zeolitas, osmosis inversa, resinas y purgadores son los procesos usuales. Dependiendo de las características del agua de repuesto se usará uno o algunos de los procesos enumerados, en secuencia adecuada.

Al realizar un análisis del agua potable que es utilizada para las calderas en el Hospital Naval, se puede notar que se requiere como tratamiento externo un proceso de ablandamiento sumado a un tratamiento interno con compuestos químicos.

El presente capítulo está referido a la selección del equipo para el tratamiento externo de ablandamiento. Particularmente se requiere

una completa eliminación del calcio y magnesio en el agua de reposición para las calderas.

La dureza del calcio puede reducirse hasta un nivel de 35 mg/l como CaCO_3 mediante el ablandamiento en frío con cal-soda, y hasta menos de 25 mg/l mediante el mismo ablandamiento en caliente. Sin embargo se puede reducir a menos de 1 mg/l mediante los métodos de intercambio catiónico.

Los ablandadores de tipo catiónico forman un sistema que contiene una columna de ablandamiento, un cabezal inteligente y un tanque depósito de salmuera para la regeneración.

El tratamiento químico se lo efectúa en un equipo ablandador en el cual el magnesio y calcio se fijan en un intercambiador catiónico, por medio de reacciones de tipo químico representadas en la Tabla 17.

Una vez producidas las reacciones químicas se obtendrán una agua blanda es decir en solubles de sales de sodio como bicarbonatos, sulfatos y/o cloruros.

Cuando la habilidad del intercambiador catiónico para producir agua completamente blanda se agota, este ablandador se elimina temporalmente del servicio; se retrolava para limpiarlo y luego se regenera con una solución de sal común que elimina el calcio y magnesio en forma de sales solubles de cloro y simultáneamente cambia el intercambiador catiónico a su estado de sal sódica.

REACCIONES QUÍMICAS EN EL ABLANDADOR
<p>SOLUBLE</p> <p>Bicarbonatos, Sulfatos y/o Cloruros de Calcio y/o Magnesio</p>
<p>+</p>
<p>INSOLUBLE</p> <p>Intercambiador Catiónico Sódico</p>
<p>↓</p>
<p>INSOLUBLE</p> <p>Intercambiador Catiónico Calcio y/o Magnesio</p>
<p>+</p>
<p>SOLUBLE</p> <p>Bicarbonato, Sulfato y/o Cloruro de Sodio</p>

Tabla 17: Reacciones químicas en el ablandador.

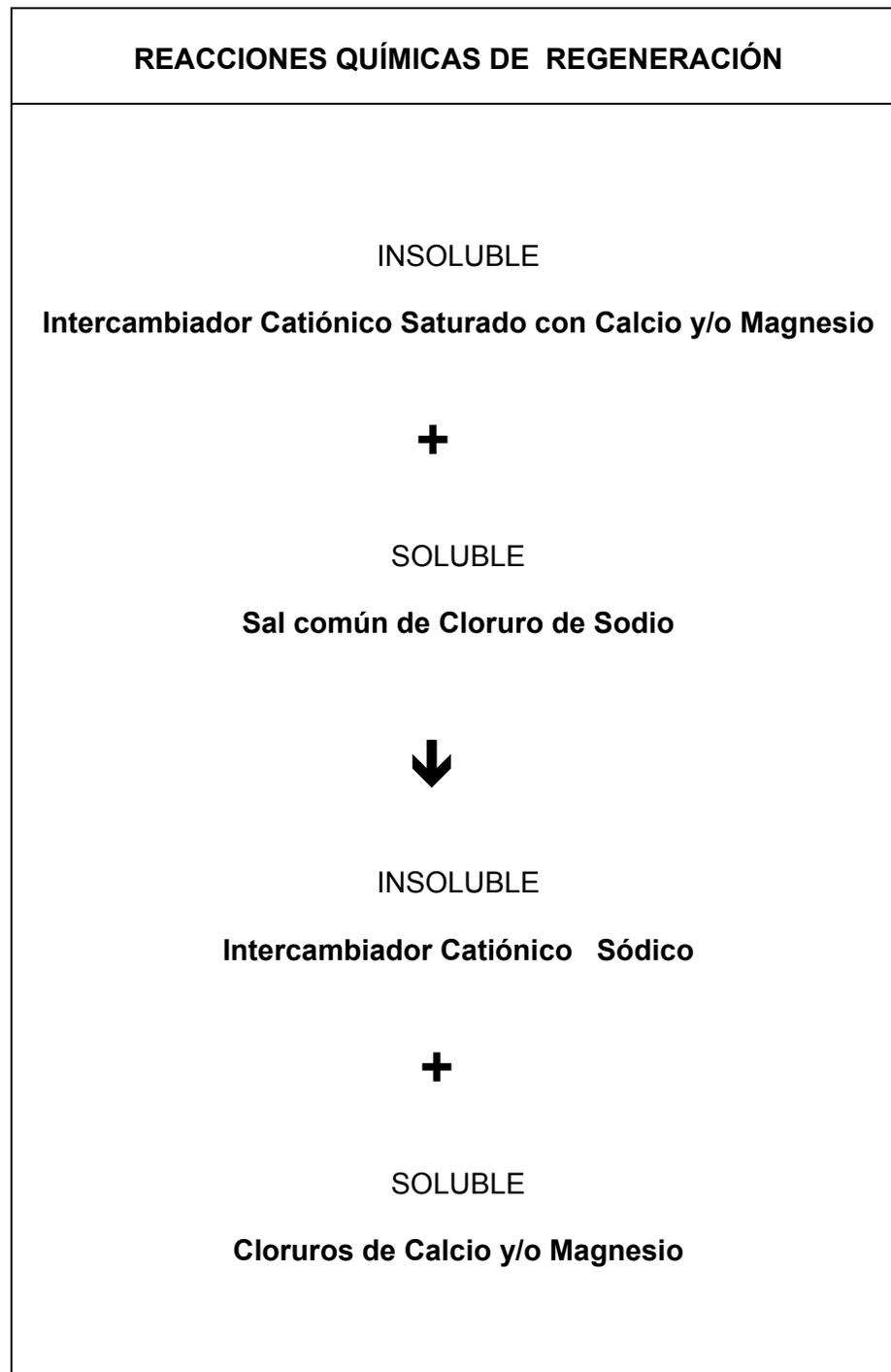


Tabla 18 : Reacciones químicas de regeneración en el ablandador.

Lavado el producto de estas reacciones y el exceso de sal, la unidad puede volverse al servicio para ablandar otra cantidad igual de agua dura. Estas reacciones de regeneración se describen en la Tabla 18.

De acuerdo con las experiencias prácticas se tiene que la cantidad requerida de sal es de 0.17 lbs/ Kg. de dureza removida. Sin embargo se debe usar un exceso de sal para poder efectuar la regeneración. Bajo esta premisa se puede usar 0.4 lbs/Kg.

8.2 Cálculos y selección del ablandador de agua .

Para seleccionar un ablandador de agua se debe considerar dos parámetros fundamentales que son la capacidad del retiro de la dureza y el sistema de control de la regeneración.

En cuanto a la capacidad del retiro de la dureza, entre las regeneraciones, esta depende de la cantidad de agua requerida diariamente para producir el vapor en las calderas y de la dureza del agua utilizada. Los ablandadores con capacidades pequeñas deben regenerar más a menudo.

Para determinar la necesidad diaria del retiro de la dureza, se debe multiplicar la cantidad de agua requerida diariamente por las calderas (medida en galones) por la dureza del agua utilizada (medida en granos por galón).

Este cálculo se lo realiza en base a los siguientes datos conocidos:

- 03 calderas de 80CC (considerando al máximo requerimiento).
- Pruebas de dureza para el agua que ingresa al ablandador :

Los resultados de varias pruebas realizadas indican que la dureza del agua se encuentra alrededor de 60 ppm.

Factor de conversión 1 ppm = 0.058 Granos por galón.

- Horas diarias de operación : 16 horas (máximo).
- Se conoce que se requieren 0.069 GPM de agua por cada CC .

a). Considerando que prácticamente no existe retorno del condensado:

$$\begin{aligned} & (3 \text{ calderas} \times 80 \text{ CC} \times 0.069 \text{ GPM} \times 60 \text{ min/H} \times 16 \text{ H}) \times \\ & \times (60\text{ppm} \times 0.058 \text{ GPG/ppm}). \\ & = 55324 \text{ granos} \end{aligned}$$

Es decir la capacidad de remoción requerida de dureza diaria $\approx 56\text{K}$

b). Considerando un retorno de condensado del 20% :

$$\begin{aligned} & (0.8 \times 3 \text{ calderas} \times 80 \text{ CC} \times 0.069 \text{ GPM} \times 60 \text{ min/H} \times 16 \text{ H}) \times \\ & \times (60\text{ppm} \times 0.058 \text{ GPG/ppm}). \\ & = 44259 \text{ granos} \end{aligned}$$

Es decir la capacidad de remoción requerida de dureza diaria $\approx 45\text{K}$.

Con estos resultados se puede seleccionar el ablandador, de acuerdo a los catálogos presentados en los anexos. Por ejemplo una alternativa sería un ablandador E-watertechnologies modelo Scws – 90 –1.5 : con una capacidad máxima para remoción de dureza de 90 K (90000 granos), un flujo de agua de 31 GPM continuo y un pico de 43 GPM suficiente para abastecer a las 3 calderas.

Si comparamos los resultados obtenidos con el ablandador existente en el Hospital Naval, el mismo que es un ablandador Culligan Hi-FLO modelo PV- 120 B: con una capacidad máxima para remoción de dureza de 120 K (120000 granos) y una capacidad de grano mínima de 80 K (80000 granos), observaremos que este no se halla dentro de los parámetros calculados y puede realizar un trabajo ineficiente. Adicionalmente no se lo ha hecho ningún tipo de mantenimiento desde que fue instalado, lo que nos lleva a deducir que existirían daños en la resina componente .

Igualmente se realizaron pruebas de dureza del agua que sale de este ablandador instalado, y los resultados fueron de una dureza alrededor de 50 ppm lo que indica que no está trabajando adecuadamente .

En lo que se refiere al control de la regeneración, existen tres sistemas comunes de la regeneración. El primero incluye un control del tiempo - reloj en el cual se debe programar el reloj para regenerar en un horario fijo; el segundo es un control del contador del agua (se cuantifica los regenerados después de una cantidad fija de agua que han pasado a través del ablandador); y finalmente existe un control del sensor de la dureza, donde el sensor detecta la dureza del agua que sale de la unidad, y señala al ablandador cuando la regeneración es necesaria.

Tanto los ablandadores Culligan como los E-watertechnologies tienen Controles electrónicos o mecánicos, reloj de tiempo para programar (timer), y contador del agua o control de Aqua-Sensor.

En la Tabla 19, se presenta los diferentes modelos de ablandadores de los fabricantes E – watertechnologies, y señalamos el ablandador Scws 90 –1.5 seleccionado.

E-watertechnologies

Modelo #	Max. Grains Removal	Tamaño Del Tanque	Medios (Cu pie)	Sal libras.	Tamaño De la Pipa	Tamaño Del Tanque De la Salmuera	Caudal Continuo (1)	Caudal Máximo (2)
Scws-60-1	60K	12x52	2	30	1	18x40	16	21
Scws-60-1.5	60K	12x52	2	30	1.5	18x40	27	40
Scws-60-2	60K	12x52	2	30	2	18x40	32	50
Scws-90-1	90K	14x65	3	45	1	18x40	17	22
* Scws-90-1.5	90K	14x65	3	45	1.5	18x40	31	43
Scws-90-2	90K	14x65	3	45	2	18x40	39	53
Scws-120-1	120K	16x65	4	60	1	24x40	18	23
Scws-120-1.5	120K	16x65	4	60	1.5	24x40	35	45
Scws-120-2	120K	16x65	4	60	2	24x40	48	65
Scws-150-1	150K	21x62	5	75	1	24x40	20	25
Scws-150-1.5	150K	21x62	5	75	1.5	24x40	42	57
Scws-150-2	150K	21x62	5	75	2	24x40	68	85
Scws-180-1	180K	21x62	6	90	1	24x54	19	24
Scws-180-1.5	180K	21x62	6	90	1.5	24x54	41	54
Scws-180-2	180K	21x62	6	90	2	24x54	64	81

* Modelo seleccionado en la presente tesis.

Capacidad disponible del retiro de hasta 1.200.000 granos de sistemas más grandes.

Nota: Todos los sistemas incluyen el tanque mojado de la salmuera de sal - válvula de la salmuera de seguridad - las regeneraciones

funcionadas del reloj de tiempo

(1) = 15 PSI de gota de presión @ 68 grados (temperatura del agua) (2) = 25 PSI de gota de presión @ 68 grados (temperatura del agua)

Tabla 19 : Modelos de ablandadores E-watertechnologies para agua.

CAPITULO 9

9. ANALISIS COMPARATIVO ENTRE LA INSTALACION EXISTENTE Y LA INSTALACION CALCULADA EN LA PRESENTE TESIS.

En los capítulos precedentes se ha señalado diferentes innovaciones y/o aportes que se deben realizar en la existente instalación de vapor del Hospital Naval, con el fin de lograr un ahorro de la energía mediante un correcto aprovechamiento del vapor. El siguiente análisis comparativo estará basado en evaluar los beneficios que se pueden lograr con las recomendaciones y/o modificaciones presentadas para la instalación existente, desde un punto de vista técnico. Esto finalmente se traducirá como un ahorro energético y económico para mantener la producción de vapor en la instalación y satisfacer los requerimientos actuales del Hospital Naval.

9.1 Aspectos Técnicos.

Al comparar la instalación existente de vapor en el Hospital Naval, con una instalación que presente los aportes y/o adecuaciones indicadas en la presente tesis, encontraremos varios beneficios que se lograrían al considerar la instalación propuesta. A continuación señalaremos los principales puntos que deben ser considerados en la instalación existente para obtener los beneficios planteados, considerando los respectivos aspectos técnicos como sustento.

a) Instalación de un nuevo tanque para agua de alimentación :

Como se demostró en el Capítulo 3, sección 3.1, el tanque existente para el agua de alimentación no satisface la reserva mínima requerida para los máximos niveles de operación de las calderas, lo cual dificultaría un suministro permanente de agua en los períodos de máxima demanda de vapor y por ende de agua de alimentación.

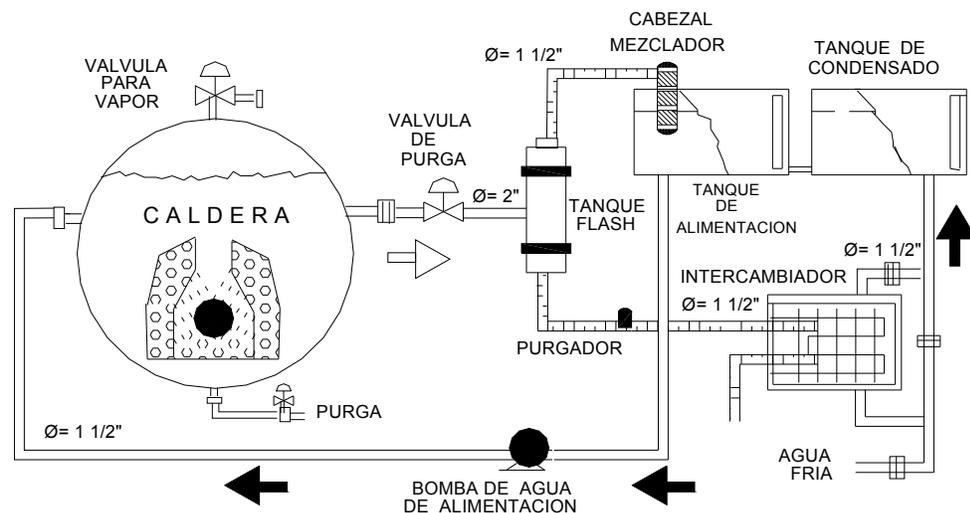
Por lo tanto sería necesario cambiar el tanque existente por un tanque con capacidad mínima de 473 galones, como el presentado en la Tabla 2 del Capítulo 3 . En este tanque se deberá instalar diferentes accesorios (que no los tiene el tanque existente), como un cabezal mezclador, desaireador y demás conexiones que permitirán adaptarlo a un sistema de recuperación de calor detallado en el siguiente literal.

b) Instalación de un sistema para recuperación de calor de la purga de superficie.

En una instalación eficiente, se deberá aprovechar al máximo el calor como fuente de energía. En la existente instalación se puede aprovechar el calor de las purgas de superficie, en lugar de que estas sean eliminadas hacia un desagüe, perdiendo calor útil.

El funcionamiento de este sistema de recuperación de calor, ya fue explicado en el Capítulo 3, con todos los beneficios obtenidos.

En este sistema también puede incluirse un tanque de condensado, tal como se lo presentó en la Figura 3.8 del Capítulo 3, o bien utilizar como intercambiador a un tanque de almacenamiento de agua para varios usos, como se explicó en el mismo capítulo.



Sistema de recuperación de calor de la purga de superficie.

c) Correcto dimensionamiento de las tuberías de vapor:

Presentamos los Planos No. 1 y No. 2 ,(Anexos), en los cuales se esquematizan la distribución y características de la instalación de vapor existente en el Hospital Naval, y la instalación propuesta de acuerdo a los cálculos realizados en la presente tesis. Comparando estos planos, notaremos que en la instalación existente hay tramos de vapor que no cumplen los dimensionamientos calculados, tal es el caso que al utilizar tuberías de mayor diámetro existe una mayor posibilidad de pérdidas del vapor, como también se está elevando innecesariamente los costos de la instalación; mientras que al utilizar tuberías de menor diámetro que el requerido se estaría aumentando las pérdidas de presión en el proceso, debido a que estas son directamente proporcionales a la velocidad del vapor, además, en este caso se fomenta ruidos, erosión y golpe de ariete en las tuberías.

Así, un incorrecto dimensionamiento y montaje de las tuberías de vapor, impide lograr una presión y temperatura deseadas a los puntos de consumo, y también provoca fenómenos indeseables como los indicados anteriormente.

Además, en la instalación existente, por ejemplo, para conectar desde un punto (A) mediante el tramo A - B - D hasta el punto de consumo (D) en el quirófano, se utiliza tramos de tuberías de 2", de 1¼", y finalmente de 1", lo cual técnicamente debe evitarse ya que estos

cambios fomentan los arrastres de agua. Lo recomendable es distribuir el vapor a una presión relativamente alta (por dimensionamiento tubería de 1¼") e instalar válvulas reductoras de presión antes de los equipos que lo requieran.

d) Aislamientos de las tuberías de vapor y tanques .

En la instalación existente, las tuberías de vapor se encuentran parcialmente aisladas, debido a que en ciertos tramos el material aislante ha sido destruido y en otra parte de los tramos, sencillamente no existe material aislante que cubra a las mismas. Asimismo, el tanque de agua de alimentación y el tanque que funciona a la vez como intercambiador de calor y como tanque de almacenamiento de agua, no han sido aislados, lo cual constituye una pérdida permanente de energía por falta de aislamiento.

El correcto aislamiento no debe considerarse sólo como un medio de ahorrar combustible (ahorro económico), sino que también presenta varios beneficios de diverso índole . Por ejemplo un eficiente aislamiento facilita un control del proceso y un control de la condensación, debido a que las elevadas pérdidas por radiación causadas por un aislamiento insuficiente o ineficaz provocan condensación excesiva en las líneas, y en esta forma se facilitaría el

arrastre de agua por el vapor, el mismo que se convierte en vapor de mala calidad. Un sistema con un eficiente aislamiento es un medio de protección personal, pues evita el riesgo de quemaduras. Aislando nuestro sistema de vapor ayudamos a conservar el medio ambiente debido a que existirá menor cantidad de combustible quemado en nuestra instalación.

La Tabla 20, permite comparar los beneficios energéticos que obtendremos al mantener un correcto aislamiento de acuerdo a los resultados presentados en el Capítulo 6.(Tabla 12).

TUBERÍAS SIN AISLAR							
PERDIDAS DE CALOR (BTU . Hr. pie)							
Diámetro	Temperaturas de operación (°F)						
Ø	150 °F	200 °F	250 °F	300 °F	350 °F	400 °F	450 °F
1"	34	75	124	183	254	336	437
2"	61	134	224	332	459	608	790
3"	89	197	330	489	677	897	1164

TUBERÍAS AISLADAS			
PERDIDAS DE CALOR (BTU . Hr. pie)			
Diámetro	Temperaturas de operación (°F)		
Ø	250 °F	350 °F	450 °F
1"	1" : 24	1" : 41	1" : 63
2"	1" : 36	1½" : 48	1½" : 74
3"	1" : 49	1½" : 64	1½" : 98

Tabla 20 : Pérdidas de calor en tuberías aisladas y sin aislar.
Fuente de información: Fabricantes Spirax / Sarco

Debemos desechar el aislamiento de los tramos de tuberías y equipos, en los cuales se utilizan materiales que tengan como parte de sus componentes al asbesto, debido a que de acuerdo a estudios médicos es cancerígeno y por lo tanto nocivo para la salud del personal que trabaja en las instalaciones. Así en la instalación actual del Hospital Naval, las tuberías que conectan las calderas con el colector de vapor, y parte de la tubería principal, tienen colocado como material aislante un recubrimiento moldeado que contiene sílice calcinado, fibra de asbesto y otros materiales aglutinantes, los cuales deben ser cambiados por el motivo señalado anteriormente.

e) Instalación de tuberías de retorno de condensado y trampas de vapor.

El retorno de condensado es una de las formas más eficientes de ahorrar energía en las plantas a vapor, pues estos condensados se los puede retornar al tanque de alimentación de las calderas, donde puede ser utilizado sin necesidad de tratamiento con lo que se ahorra combustible, agua de reposición y productos químicos. Este es el beneficio que presentaría la instalación de vapor calculada en la presente tesis, debido a que en la instalación actual del Hospital Naval, existe solamente un pequeño aprovechamiento del condensado, desde un sólo punto de consumo (marmitas) y de una

manera ineficiente al haber ausencia de trampas de vapor, mientras que en otros puntos de consumo (lavandería, quirófano) no se aprovecha el retorno de condensados.

Así también, la presencia de trampas de vapor en la instalación calculada, permitiría descargar el condensado sin producir el escape del vapor, lo cual evitaría pérdidas de energía importantes, si comparamos con las actuales condiciones presentadas por la instalación existente.

f) Ablandador de agua:

Considerando las pruebas de durezas realizadas al agua que sale del ablandador, en la instalación existente, se comprobó que existe un alto contenido de las mismas, lo cual indica que este ablandador no está trabajando adecuadamente, añadiéndose como agravante la falta de mantenimiento desde su instalación hace más de 20 años.

Por esta razón se presenta la necesidad de reemplazar el ablandador de la instalación existente, o realizar un mantenimiento riguroso que incluiría cambio de la resina componente y revisión del sistema de control.

Así disminuiríamos notablemente la formación de incrustaciones y sus nocivas consecuencias como pérdida de eficiencia de las calderas, mayor consumo de combustible, corrosión, entre otros.

9.2 Aspectos Económicos.

En esta sección, se presentaran los costos para adquisición y montaje de los diferentes equipos y/o materiales requeridos para adaptar las diferentes mejoras propuestas para la instalación existente en el Hospital Naval.

Además, se desarrollara un análisis económico que permitirá conocer el costo del vapor generado, y con ello se podrá evaluar monetariamente el ahorro que se obtendría con la adaptación de los diferentes sistemas y/o adecuaciones propuestas en la presente tesis. Así podremos comprobar que los valores de adquisición y montaje de sistemas propuestos no deben ser vistos como “gastos”, ya que constituyen inversiones que en cierto tiempo permitirán recuperar los costos de los equipos adquiridos y además, nos permitirá un ahorro de energía permanente a partir de su adaptación.

Para ciertos casos se presenta ejemplos numéricos del beneficio que se presentaría, pero en otros es quizás un tanto difícil encontrar un costo monetario como beneficio obtenido, sino que este se presentaría como ahorro de combustible para la generación del vapor y uso eficiente del vapor en el Hospital Naval. Para otros casos, existirá un

beneficio social y medio ambiental aparte de ser visto solamente como beneficio económico.

Costo del vapor :

Este es un valor que puede ser considerado desde diferentes puntos de vista, pues si el propósito es tener un costo real se deben incluir todos los gastos directos e indirectos de generación y distribución; si el propósito es conocer el costo para vender el vapor deben agregarse además, gastos administrativos y posiblemente una utilidad; pero para el caso del Hospital Naval, si queremos cuantificar el costo del vapor que se genera, este se lo tendrá que hacer en referencia al costo del combustible, agua y productos químicos, necesarios para la su producción.

Es así como de acuerdo a recomendaciones técnicas, se manifiesta que el costo del vapor estará dado en un 80% por el costo del combustible y el 20% restante por el costo del agua y tratamiento químico necesarios para su producción.

El consumo de combustible, esta dado en función de la capacidad de la caldera, y considerando que las calderas pirotubulares tipo compactas son construidas para trabajar a una eficiencia alrededor del 80%, se establece de acuerdo a los fabricantes que estas deberán consumir 0.295 galones de diesel oil / hora por cada caballo caldera

desarrollado. Así, si consideramos una caldera (80 CC) se tendrá un consumo de combustible de : $0.295 \text{ GPH} \uparrow 80 \text{ CC} = 23.6 \cong 24 \text{ GPH}$.

Para el caso del Hospital Naval, se obtiene el combustible diesel oil a un precio de aproximadamente \$ 0.6 el galón, por lo que monetariamente representaría $24 \text{ GPH} \uparrow \$ 0.6 = \$ 14.4$ por hora.

De acuerdo con las recomendaciones anteriores, se puede presentar los costos para la generación de vapor, de la siguiente manera :

Por cada hora :

Combustible	= \$ 14.4 (80%)
Agua y tratamiento químico: (20% del costo total)	= \$ 3.6 (20%)
Costo total / hora	<u>\$ 18 (100%)</u>

(80 CC = 2760 lb/h = 1255 Kg/h de vapor).

Es decir, por cada hora gastaría \$ 18 para generar 1255 Kg. de vapor.

Con lo que podemos expresar el costo del vapor como :

$$\begin{aligned} \$ 18 / 1255 \text{ Kg} &= \$ 0.01434 / \text{Kg}. \\ &= \$ 14.34 \text{ la tonelada de vapor (1000 Kg)}. \end{aligned}$$

a) Instalación de un nuevo tanque para agua de alimentación :

El tanque de alimentación que servirá como parte del sistema para recuperación de calor de la purga de sales, puede ser del tipo 500S, con características mostradas en la Tabla 2, con capacidad de 500 galones, el mismo que tiene un costo de \$ 1500.

b) Instalación de un sistema para recuperación de calor de la purga de superficie.

Para la instalación de este sistema, se requieren los siguientes equipos:

Equipos - Accesorios	Tipo	Cant.	Valor Unit(\$)	V. Total(\$)
Tanque de revaporizado	Modelo PMO, 6"	1	1200	1200
Distribuidor de vapor	SD-40	1	47	47
Válvula de seguridad	SV- ¾	1	36	36
Válvula de purga	BCV-31	3	350	1050
Purgador :trampa flotador	FT-14-45-½ "	3	275	825
Tubería (acero inox. 304)	Cédula 40, Ø 2½"	30 m	6	180
Tubería (acero inox. 304)	Cédula 40, Ø 2"	10 m	5.4	54
Tubería (acero inox. 304)	Cédula 40, Ø 1½ "	20 m	4.8	96
Accesorios	Codos Ø 1½ "	6	3.5	21
(acero inoxidable 304)	Codos 2"	2	4	8
Total				\$ 3517

Tabla 21 : Costos del sistema para recuperación de calor de la purga.
Fuente de costos : La Llave SA.

El costo para el montaje de este sistema , se lo puede estimar aproximadamente considerando el tiempo empleado para instalarlo, el número de personas que lo harían, y el costo referencial hombre / hora de trabajo .

Así por ejemplo para este caso tendríamos :

Personal	Número Personal	Horas	Costo \$ hora/hombre	Total (\$) Parcial	Costo total montaje
Jefe	1	24	7	168	
Obreros	2	24	7	336	\$ 504

Con lo que se obtendría un costo total para el sistema de recuperación de calor de la purga de superficie : $\$ 3517 + \$ 504 = \$ 4021$ aproximadamente.

A continuación presentamos el benéfico económico que obtendríamos con la instalación de este sistema.

Recuperación de calor de la purga de superficie :

Mediante el sistema de recuperación de calor de la purga de superficie, presentado en el Capítulo 3, se llegó a determinar que se puede aprovechar el calor de 101 Kg/h de las purgas.

Supongamos que se recupera sólomente un 30% de calor, del fluido purgado, es decir, 30% de 101 Kg/h = 30.3 Kg/h, podemos decir que estaríamos ahorrando 30.3 Kg/h de vapor al aprovechar este calor.

De acuerdo con los requerimientos de vapor en el Hospital Naval, las calderas deben permanecer en servicio 8 horas diarias los fines de semana, y 16 horas los demás días .

Además, consideremos que sólomente se requiera la máxima producción (30.3 Kg/h de vapor ahorrado) durante 2 días entre semana, mientras que en el resto de los días tengamos un 50% de la producción total (50% de 30.3 Kg/h = 15.15 Kg/h de vapor ahorrado). Con estas consideraciones tendríamos aproximadamente un ahorro anual de :

(104 días)	↓ (16 horas diarias)	↓ 30.3 Kg/h	=	50419.2 Kg.
(104 días)	↓ (8 horas diarias)	↓ 15.55 Kg/h	=	12604.8 Kg.
(157 días)	↓ (16 horas diarias)	↓ 15.15Kg/h	=	38056.8 Kg.
				101080.8 Kg
En 365 días				

Si anteriormente, se demostró que el costo del vapor producido en el Hospital Naval es de \$0.01434 / Kg, mediante el sistema de recuperación de calor de las purgas se tendría un ahorro de :

$$\$0.01434 / \text{Kg} \cdot 101080.8 \text{ Kg} \approx \$ 1450 \text{ anuales.}$$

Además, se llegó a determinar que el costo total del sistema de recuperación de calor era de \$ 4021, por lo tanto podemos decir que la inversión realizada para la instalación de este sistema, puede ser recuperada en un período de tiempo de : $\$ 4021 / \$ 1450 \cong 2.8$ años.

c) Correcto dimensionamiento de las tuberías de vapor:

La instalación actual, al tener tramos de tuberías de vapor que no están correctamente dimensionados, esta afectando directamente a la calidad del vapor a utilizarse en los diferentes equipos, y también a las mismas instalaciones. Estos factores o inconvenientes, si bien son un tanto difíciles de cuantificarlos monetariamente o encontrar equivalentes con cantidad de vapor desperdiciado debido al incorrecto dimensionamiento, debemos solucionarlos y es así, que a continuación presentamos en la Tabla 22 , una descripción de los tramos de tuberías de vapor del Hospital Naval que deben ser reemplazados, y el costo que ello representaría.

TRAMO	LONGITUD	Ø ACTUAL	Ø CALCULADO	COSTO UNITARIO (\$)	COSTO TOTAL (\$)
Parte de B-D	31 m	Ø 2"	Ø 1¼ "	\$ 4 /m	124
Tramo C-E	13 m	Ø 2"	Ø 1½ "	\$ 4.8 /m	62,4
Tramo C-G	18 m	Ø 1¼ "	Ø 1½ "	\$ 4.8 /m	86,4
	Descripción				
Accesorios B-D	12 codos	Ø 2"	Ø 1¼ "	6,72	80,64
(Al quirófano)	10 uniones	Ø 2"	Ø 1¼ "	5,8	58
	3 T	Ø 2"	Ø 1¼ "	10	30
	1 reduc. presión.	–	Ø 1¼ "	180	180
	1 válvula check	–	Ø 1¼ "	86	86
Accesorios C-E	2 uniones	Ø 2"	Ø 1½ "	6,72	13,44
(A lavandería)	1 T	Ø 2"	Ø 1½ "	12,32	12,32
	1 codo	Ø 2"	Ø 1½ "	7,84	7,84
	1 reduc. presión.	–	Ø 1½ "	180	180
	1 válvula check	–	Ø 1½ "	74	74
Accesorios C-G	4 codos	Ø 1¼ "	Ø 1½ "	7,84	31,36
(A marmitas)	6 uniones	Ø 1¼ "	Ø 1½ "	6,72	40,32
	4 T	Ø 1¼ "	Ø 1½ "	12,32	49,28
	1 reduc. presión.	–	Ø 1½ "	180	180
	1 válvula check	–	Ø 1½ "	74	74
VALOR TOTAL					\$ 1370
* Todas las tuberías y accesorios serán de acero inoxidable 304, cédula 40.					

Tabla 22 : Costos de los tramos de tuberías para vapor.
Fuente de costos : La Llave SA.

El costo para el montaje de este sistema de tuberías de vapor y accesorios, dimensionados en la presente tesis, se lo puede estimar aproximadamente considerando el tiempo empleado para instalarlo, el número de personas que participarían en la instalación, y el costo referencial hombre / hora de trabajo.

Así tendríamos :

Personal	Número Personal	Horas	Costo \$ hora / hombre	Total (\$) Parcial	Costo total Montaje
Jefe	1	8	7	56	
Obreros	6	8	7	336	\$ 392

Con lo que se obtendría un costo total para la instalación de tuberías de vapor y accesorios : \$ 1370 + \$ 392 = \$ 1762 aproximadamente.

El benéfico económico que obtendríamos de esta instalación se traduciría a una protección de los equipos e instalaciones, debido a que el vapor llegaría a la presión requerida, se evitarían golpes de ariete, erosiones, tensiones y vibraciones en las tuberías y accesorios.

También se debe señalar que en la instalación existente del Hospital Naval, hay ciertos tramos de tuberías de vapor que se encuentran desgastados, en ciertas partes se presentan fugas de vapor, todo ello debido al desgaste del material por el transcurso del tiempo. Por lo tanto en un plazo no muy lejano será imprescindible reemplazar los tramos de tuberías afectados, para lo cual se deberá recurrir al dimensionamiento y selección presentados en esta sección.

d) Aislamientos de las tuberías y tanques de almacenamiento :

Considerando los requerimientos presentados en la Tabla 12 del Capítulo 6, el estado actual del material aislante de los tramos, y de acuerdo a las recomendaciones técnicas, a continuación presentamos en la Tabla 23 , un detalle del material aislante que debe ser instalado o reemplazado con sus respectivos valores.

AISLAMIENTO REQUERIDO							
Tramo de tubería o espacio a cubrir	Ø	Long. (m)	Esp. (pulg)	Costo Materiales		Costo con montaje	
				Unitario	Total	Unitario	Total
Conexión calderas al colector de vapor	2 ½"	40 m	1.5"	\$ 10.14/m	405,6	\$12.5/m	500
Tubería Principal	2"	23 m	1.5"	\$ 8.19 /m	188,4	\$10/m	230
Tuberías Secundarias	1 ½"	31 m	1"	\$ 5.61 /m	174	\$7/m	217
Tubería Secundaria	1 ¼"	31 m	1"	\$ 5.18 /m	161	\$6/m	186
Colector de vapor	A :	5m ²	1.5"	\$ 8.84 /m ²	44,2	\$12/m ²	60
Tanque/alimentac.	A :	7m ²	1.5"	\$ 8.84 /m ²	61,88	\$12/m ²	84
Tanque/Interc. Calor	A :	12m ²	1.5"	\$ 8.84 /m ³	106	\$12/m ²	144
Retorno/Condensado							
Retorno de marmitas	1"	20 m	1"	\$5/m	100	\$5.5/m	110
Retorno de planchas	1"	14 m	1"	\$5/m	70	\$5.5/m	77
Retorno de lavadoras	1"	16 m	1"	\$5/m	80	\$5.5/m	88
Retorno-esterilizado.	¾"	20 m	1"	\$ 4.5/m	90	\$5/m	100
VALOR TOTAL					\$ 1481		\$ 1796

Tabla 23 : Costos del material aislante.
Fuente de costos : La Llave SA.

El material aislante para el caso de las tuberías, será cañuelas de lana de vidrio, en tanto que para aislar los tanques referidos, el material será fibra de vidrio semirígida, conocida con el nombre de insul quick. Como se puede observar en la Tabla 23, existe un costo total de todos los materiales aislantes requeridos, y un costo total que incluye el montaje del material aislante, que es un servicio valorado por los distribuidores para instalar el material. Por lo tanto el costo final del material aislante y su montaje será de \$ 1796.

Los fabricantes de aislantes Owens Corning, han desarrollado un completo análisis económico que involucra varios factores, y presentan una cuantificación del tiempo necesario para recuperar la inversión del material aislante lana de vidrio, de acuerdo al espesor del material utilizado.

Parte de esta información lo presentamos en la Tabla 24, y de acuerdo al espesor de aislante utilizado, podemos comprobar que la inversión realizada al instalar el material aislante, se recuperaría en un tiempo aproximado de 2 años, de acuerdo al cuidado y mantenimiento que prestemos a la instalación.

Diámetro de la tubería Pulg. (mm)	Características	Temperatura del vapor		
		Presión del vapor		
		250°F 29.825 psi	350°F 134.63 psi	450°F 422.6 psi
1" (25mm)	Espesor económico (pulg.)	1.0	1.0	1.0
	Pago de inversión (en años)	2.4	1.2 años	0.7
1½" (40mm)	Espesor económico (pulg.)	1.0	1.0	1.5
	Pago de inversión (en años)	1.8	0.9 años	0.6
2" (50mm)	Espesor económico (pulg.)	1.0	1.5	1.5
	Pago de inversión (en años)	1.6	1.0 años	0.5
3" (80mm)	Espesor económico (pulg.)	1.0	1.5	1.5
	Pago de inversión (en años)	1.3	0.7 años	0.4

Tabla 24 : Recuperación de inversión en aislantes.
Fuente de información : Fabricantes Owens - Corning

e) Instalación de tuberías de retorno de condensado y trampas de vapor :

A continuación se presenta en la Tabla 25 , un detalle de los elementos y costos , necesarios para adaptar el sistema de retorno de condensados calculado en la presente tesis.

Todas las tuberías y accesorios serán de acero inoxidable 304, cédula 40, utilizados para sistemas de vapor.

ELEMENTOS REQUERIDOS PARA ADAPTAR UN SISTEMA DE RETORNO DE CONDENSADOS

TRAMO	LONGITUD	Ø ACTUAL	Ø CALCULADO	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
Tramo G'- r2 (retorno de marmitas)	20 m	Ø 2"	Ø 1"	\$3.12 /m	62,4
Tramo F' - r3 (retorno de planchas)	14 m	No existe	Ø 1"	\$3.12 /m	43,68
Tramo E' - r2 (retorno de lavadoras)	16 m	No existe	Ø 1"	\$3.12 /m	49,92
Tramo D' - r1 (retorno/esterilizadores)	20 m	No existe	Ø ¾"	\$2.97 /m	59,4
DESCRIPCION					
Accesorios G' - r2 (Marmitas)					
3 Trampas de vapor	Flotador termost.FT 14-10	No existe	1"	\$ 331.12	993,36
3 Filtros	Modelo IT	No existe	1"	\$ 23.22	69,66
3 Válvulas de retención	Tipo disco DCV-DN 25	No existe	1"	\$ 107.96	323,88
Accesorios F' - r3 (Planchas a vapor)					
3 Trampas principales	Flotador termost. FT 14-14	No existe	1"	\$ 327.21	981,63
3 Filtros	Modelo IT	No existe	1"	\$ 23.22	69,66
3 Trampas de reserva	Flotador termost. FT 14-14	No existe	1"	\$ 327.21	981,63
3 Válvulas de desvío	DN-25	No existe	1"	\$ 130	390
3 Val.reten.trampa-reserva	Tipo disco DCV-DN 25	No existe	1"	\$ 107.96	323,88
3 Valv.reten.descarga	Tipo disco DCV-DN 26	No existe	1"	\$ 103.46	310,38
					... / ...

Tabla 25 : Costos del sistema de retorno de condensado y trampas para vapor. [Pag. 1 de 3]

ELEMENTOS REQUERIDOS PARA ADAPTAR UN SISTEMA DE RETORNO DE CONDENSADOS						
TRAMO	LONGITUD	Ø ACTUAL	Ø CALCULADO	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL	
... / ...						
Accesorios E' - r2 (Lavandería)						
2 Trampas principales	Flotador termost. FT. 14-14	No existe	1"	\$ 327.21	654,42	
2 Filtros	Modelo IT	No existe	1"	\$ 23.22	46,44	
2 Trampas de reserva	Flotador termost. FT. 14-14	No existe	1"	\$ 327.21	654,42	
2 Válvulas de desvío	DN-25	No existe	1"	\$ 130	260	
2 Val.ret.trampa-reserva	Tipo disco DCV-DN 25	No existe	1"	\$ 107.96	215,92	
2 Val.ret. Descarga	Tipo disco DCV-DN 26	No existe	1"	\$ 103.46	206,92	
Accesorios D' - r1 (Quirófano)						
3 Trampas principales	Flotador termost. FT-14-10	No existe	¾"	\$ 307.16	921,48	
3 Filtros	Modelo IT	No existe	¾"	\$ 18.17	54,51	
3 Trampas de reserva	Flotador termost. FT-14-10	No existe	¾"	\$ 307.16	921,48	
3 Válvulas de desvío	DN-20	No existe	¾"	\$ 112	336	
3 Val.reten.trampa-reserva	Tipo disco DCV-DN 20	No existe	¾"	\$ 97.22	291,66	
3 Valv.reten.descarga	Tipo disco DCV -20	No existe	¾"	\$ 95	285	
					... / ...	

Tabla 25 : Costos del sistema de retorno de condensado y trampas para vapor. [Pag 2 de 3].



ELEMENTOS REQUERIDOS PARA ADAPTAR UN SISTEMA DE RETORNO DE CONDENSADOS						
TRAMO	LONGITUD	Ø ACTUAL	Ø CALCULADO	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL	
... / ...						
Otros Accesorios						
(Sala de Calderas)						
3 Trampas de vapor	Termodin. TD52	No existe	1"	\$ 252.07	756,21	
3 Filtros	Modelo IT	No existe	1"	\$ 23.22	69,66	
TRAMOS DE VAPOR :						
Punto (B) del tramo A-B-D						
1 Trampa de vapor	Termodin. TD52	No existe	1"	\$ 252.07	252,07	
1 Filtro	Modelo IT	No existe	1"	\$ 23.22	23,22	
En punto de acople C						
1 Trampa de vapor	Termodin. TD52	No existe	1"	\$ 252.07	252,07	
1 Filtro	Modelo IT	No existe	1"	\$ 23.22	23,22	
VALOR TOTAL					\$ 10884.18	

Tabla 25 : Costos del sistema de retorno de condensado y trampas para vapor . [Pag 3 de 3]

El costo para el montaje de este sistema de retorno de condensados y trampas de vapor accesorios, se lo puede estimar aproximadamente considerando el tiempo empleado para instalarlo, el número de personas que participarían en la instalación, y el costo referencial hombre / hora de trabajo.

Así, podemos estimar los costos del montaje, de la siguiente manera :

Personal	Número Personal	Horas	Costo \$ hora / hombre	Total (\$) Parcial	Costo total Montaje
Jefe	1	16	7	112	
Obreros	8	16	7	896	\$ 1008

Con lo cual se obtendría un costo total para la instalación del sistema de retorno de condensados y trampas de vapor :

$$\$ 10884.18 + \$ 1008 = \$ 11892.18 \cong \$ 11900$$

Hay diversas razones que demuestran que el condensado no debe ser desperdiciado. Una de ellas es el calor que contiene incluso después de haberse aprovechado el revaporizado. En otros casos se lo puede aprovechar como agua caliente de proceso, pero en el caso de la instalación en el Hospital Naval, la mejor solución es devolverlo al tanque de alimentación de las calderas, donde puede ser utilizado sin

necesidad de tratamiento con lo que se ahorra combustible, agua de reposición y los costos del tratamiento químico.

Así, el condensado al ser enviado al tanque de agua de alimentación, elevará a temperatura de la misma, y debido al aprovechamiento del calor, podemos generar vapor con menor cantidad de combustible. Esto lo podemos cuantificar aproximadamente analizando la información presentada en la siguiente tabla, tomada de los fabricantes Spirax – Sarco.

Temp. agua-aliment.	10 °C	20 °C	30 °C	40 °C	50 °C	60 °C	70 °C	80 °C	90 °C	100 °C
Presión de la caldera (bar manom.)	Calor (energía) necesaria por Kg. de vapor (kJoule/Kg)									
1	2665	2623	2581	2539	2497	2455	2413	2371	2329	2287
5	2715	2673	2631	2589	2548	2506	2464	2421	2381	2338
6	2722	2680	2638	2596	2555	2513	2471	2428	2388	2345
7	2727	2685	2643	2601	2560	2518	2476	2433	2393	2350
10	2740	2697	2655	2613	2573	2531	2489	2445	2406	2363
12	2746	2704	2662	2620	2578	2536	2494	2452	2410	2368
15	2752	2710	2668	2626	2584	2542	2500	2458	2416	2374
17	2755	2713	2671	2629	2587	2545	2503	2461	2419	2377
20	2759	2717	2675	2633	2591	2549	2507	2465	2423	2381
25	2762	2720	2678	2636	2594	2552	2510	2468	2426	2384

Tabla 26 : Calor requerido para producción de vapor.
Fuente de información : Fabricantes Spirax /Sarco.

Analicemos para el caso del Hospital Naval, las calderas que producen vapor a $100 \text{ psi} \cong 7 \text{ bar}$ manométricos, si logramos utilizar el condensado hacia el tanque de alimentación utilizaremos el calor para incrementar la temperatura del agua unos $10 \text{ }^\circ\text{C}$, ejemplo desde $60 \text{ }^\circ\text{C}$ a $70 \text{ }^\circ\text{C}$, estaríamos disminuyendo la cantidad de calor necesario para producir 1 Kg. de vapor de 2518 KJoule/Kg a 2476 KJoule/Kg , aproximadamente, es decir un 1.67% de ahorro.

Si este ahorro (1.67%) lo consideramos como un ahorro de combustible y lo aplicamos al costo del vapor, en una hora de generación de vapor en el Hospital Naval, en lugar de gastar \$ 14.4 en combustible, gastaríamos \$ 14.16 , es decir, obtendríamos un ahorro de \$ 0.24 por combustible en una hora de generación de vapor.

Igualmente estamos ahorrando agua y su tratamiento químico, ya que es condensado limpio que regresa al tanque de agua de alimentación, y de acuerdo al costo del vapor en el Hospital Naval, se requiere \$ 3.6 / hora para agua y tratamiento, considerando solamente un 20% de retorno de condensado, estaríamos ahorrando \$ 0.72 / hora por recuperación de agua y tratamiento químico.

Es decir, tendremos un ahorro total por consumo de combustible y recuperación de agua y químicos, de :

$$\$ 0.24 / \text{hora} + \$ 0.72 / \text{hora} = \$ 0.96 / \text{hora}$$

Si consideramos que la operación de las calderas es de 8 horas diarias los fines de semana, y 16 horas diarias el resto de los días, tendremos anualmente un ahorro de :

$$104 \text{ días} \downarrow 8 \text{ horas} \downarrow \$ 0.96 / \text{hora} = \$ 798.72$$

$$261 \text{ días} \downarrow 16 \text{ horas} \downarrow \$ 0.96 / \text{hora} = \$ 4008.96$$

	\$ 4807.68
Ahorro anual	\$ 4807.68

Por lo tanto la inversión realizada para la instalación del sistema de retorno de condensados y trampas a vapor, se recuperaría en un tiempo de :

$$\$ 11900 / \$ 4807.68 = 2.47 \cong 2.5 \text{ años.}$$

f) Ablandador de agua :

Anteriormente se presentó la necesidad de realizar un mantenimiento completo del ablandador existente en el hospital Naval, el mismo que incluiría un reemplazo total de la resina y revisión del sistema de control que se halla fuera de servicio. Este mantenimiento tendría un costo aproximado de \$ 700 .

Otra alternativa sería el reemplazo del ablandador existente, por el seleccionado en la presente tesis, un ablandador tipo E-watertechnologies modelo Scws - 90 -1.5, con todos sus accesorios, el mismo que tiene un costo de \$ 1450.

En cualquiera de las alternativas presentadas, existirá un mejor control de la calidad del agua de alimentación, disminuyéndose así la formación de incrustaciones, con lo que se prevendría la corrosión de las instalaciones, y se obtendría considerables ahorros de combustible. Con estos beneficios se estaría recuperando a mediano plazo la inversión realizada.

Por lo tanto podemos afirmar que un correcto dimensionamiento de las tuberías de vapor, apropiada selección del tanque para agua de alimentación y ablandador, permitirán obtener entre otros beneficios el menor consumo de combustible y aumento de la eficiencia de las calderas.

De acuerdo con las inversiones realizadas para la adquisición y montaje de los equipos señalados anteriormente : Tuberías de vapor (\$ 1762) , tanque para agua de alimentación (\$ 1500) y adquisición del ablandador seleccionado (\$ 1450) , tendremos a continuación una evaluación aproximada del tiempo necesario para la recuperación de

estas inversiones, si consideramos que aumentarían la eficiencia de las calderas al valor nominal 0.8 establecido por los fabricantes.

Eficiencia Actual de las calderas :

La eficiencia de las calderas se la puede evaluar de varios métodos, uno de ellos consiste en medir los porcentajes de CO₂ y O₂ en los gases de escape de la chimenea, conjuntamente con la temperatura presentada y entonces recurrir a tablas adecuadas proporcionadas por fabricantes. Otro método para determinar la eficiencia total, consiste en evaluar la eficiencia a partir de la definición calor aprovechado / calor suministrado, la misma que relaciona datos medidos en la presente tesis.

Así, procederemos a calcular la eficiencia utilizando la siguiente relación :

$$\begin{aligned} \text{Eficiencia} &= \text{Calor aprovechado} / \text{Calor suministrado.} \\ \eta &= m_v (H_g - H_f) / P_c \times m_c \end{aligned}$$

Donde: η = Eficiencia total de la caldera.

m_v = Caudal másico de vapor producido por hora.

H_g = Entalpía del vapor a la salida de la caldera.

H_f = Entalpía del agua de alimentación a la entrada de la caldera.

P_c = Poder calorífico del combustible.

m_c = Caudal másico del combustible quemado por hora.

La entalpía del vapor H_g estará dada a la correspondiente presión (100 psi) de operación para la generación del vapor, mientras que la entalpía del agua de alimentación H_f estará dada a la correspondiente temperatura de ingreso del agua a la caldera.

El poder calorífico del combustible es correspondiente al diesel oil No. 2 . El caudal másico del vapor ha sido medido mediante un instrumento convencional del tipo placa orificio, mientras que el caudal másico del combustible ha sido evaluado aproximadamente mediante un seguimiento del consumo diario, de acuerdo a la siguiente información :

MAXIMOS CONSUMOS DE COMBUSTIBLE					
Día	Hora ON Caldera	Hora OFF Caldera	Horas de Trabajo diario	Cosumo diario (Galones U.S)	Consumo promedio Galón U.S / hora
L 1	5	21	16	388	24,25
M 2	5	20	15	360	24
M 3	5	19	14	340	24,28571429
J 4	5	20	16	380	23,75
V 5	5	19	14	345	24,64285714
S 6	5,5	13	8	190	23,75
D 7	5	12	7	169	24,14285714
Promedio de consumo de combustible (Galón US / hora) :					24,0952381

De acuerdo con estas consideraciones, tenemos los siguientes datos para evaluar la eficiencia de las calderas instaladas en el Hospital Naval .

$$m_v = \text{Aproximadamente } 2250 \text{ lb/h}$$

$$H_g = 1187.2 \text{ BTU/lb (a } 100 \text{ psi).}$$

$$H_f = 125.89 \text{ BTU/lb (a } 70 \text{ }^\circ\text{C } 158 \text{ }^\circ\text{F).}$$

$$P_c = 19300 \text{ BTU/lb (} 10700 \text{ Kcal/Kg)}$$

$$m_c = 168.7 \text{ lb / h (} 24.095 \text{ Galón/hora , } \rho = 0.84 \text{).}$$

Por lo tanto tendremos una eficiencia de :

$$\eta = m_v (H_g - H_f) / P_c \times m_c$$

$$\eta = \frac{2250 \text{ lb/h (} 1187.2 \text{ BTU/lb } - 125.89 \text{ BTU/lb)}}{19300 \text{ BTU/lb } \times 168.7 \text{ lb / h}}$$

$$\eta = 0.73$$

Supongamos que luego de las modificaciones realizadas, la eficiencia aumenta a un 0.76 , (considerando que para los fabricantes la eficiencia nominal de este tipo de calderas es de 0.8), tendremos un aumento de 0.03 (3 %) de la eficiencia de las calderas. Podemos

expresarlo de otra manera como un ahorro del 3% en el valor invertido por consumo de combustible, es decir en lugar de utilizar \$ 14.4/hora , utilizaríamos \$13.968 /hora , es decir, ahorraríamos aproximadamente \$0.432/hora por consumo de menor cantidad de combustible.

Anualmente tendremos un ahorro de

$$(104 \text{ días}) \downarrow (8 \text{ horas diarias}) \downarrow \$ 0.432 / \text{hora} = \$ 359$$

$$(261 \text{ días}) \downarrow (16 \text{ horas diarias}) \downarrow \$ 0.432 / \text{hora} = \$ 1804$$

$$\text{En 365 días} \qquad \qquad \qquad \$ 2163$$

Por lo tanto la inversión realizada para la adquisición y montaje de las tuberías de vapor (\$ 1762) , tanque para agua de alimentación (\$ 1500) y adquisición del ablandador seleccionado (\$ 1450) , será recuperada en un tiempo aproximado de :

$$(\$ 1762 + \$ 1500 + \$ 1450) / \$ 2163$$

$$\$ 4712 / \$ 2163 \cong 2.17 \text{ años.}$$

Finalmente, resumiremos en la siguiente tabla los costos aproximados para adquisición y montaje de los equipos y/o materiales, con el fin de adaptar a la instalación de vapor existente en el Hospital Naval, los sistemas presentados en la presente tesis.

COSTOS FINALES PARA INSTALACION PROPUESTA		
Equipo / Sistema	Costo total (\$)	Tiempo aprox. Recuperación de la Inversión
a) Tanque para agua de alimentación Tuberías de vapor Ablandador de agua	1500 1762 1450	2.17 años
b) Sistema para recuperación de calor de la purga de superficie	4021	2.8 años
d) Aislamiento de tuberías.	1796	2 años
e) Retorno /condensado y trampas.	11900	2.5 años
COSTO FINAL	\$ 22429	

Tabla 27 : Costo total para la instalación propuesta en la presente tesis.

CONCLUSIONES

1. Podemos concluir, que de acuerdo a los requerimientos de vapor presentados por los diversos puntos de consumo del Hospital Naval, y considerando el balance térmico aportado por cada uno de ellos, las 3 calderas York - Shipley, serie 548, de 80 HP c/u, instaladas actualmente, si satisfacen la demanda pico de vapor para mantener el Hospital a su máxima capacidad de personas hospitalizadas (130).
2. Con el fin de mantener un control de la cantidad total de sólidos disueltos en el interior de las calderas, es necesario instalar un sistema de control BCS1 de TDS a cada caldera, lo cual permitiría evitar la formación de incrustaciones, corrosión del sistema y arrastres de agua en el vapor generado.
3. Es necesario que en la instalación existente de vapor del Hospital Naval, se adapte el sistema de recuperación de calor de las purgas de superficie, planteado en la presenta tesis, lo que permitiría ahorrar energía y recursos económicos, al aprovechar eficientemente el vapor generado.

4. Hemos concluido que las bombas de agua de alimentación Turbi – Plus de 5 HP, existentes en el Hospital Naval, si cumplen los requerimientos técnicos para su selección y permiten el suministro permanente de agua a las calderas.
5. El sistema de combustible existente, con todos sus componentes y requerimientos : capacidad de tanques, tipo de bombas, quemadores y controles, si permiten proveer eficientemente de combustible a las calderas, debido a que al seleccionar las calderas York – Shipley serie 548 - 80 CC, indirectamente estamos seleccionando los componentes de combustible incluidos en estas.
6. Podemos concluir, que en la existente instalación de vapor del Hospital Naval, existen tramos de tuberías de vapor que no se hallan correctamente dimensionadas, lo cual provoca en la instalación fenómenos como golpes de ariete, erosiones, al usar tramos de menor diámetro que el requerido, o elevación de costos innecesarios por usar tuberías sobredimensionadas.
7. Hemos concluido, que la adaptación del sistema de retorno de condensados a la existente instalación de vapor, permitiría obtener considerables ahorros de combustible, agua y productos químicos, ya

que en las condiciones actuales se esta derrochando vapor y condensado.

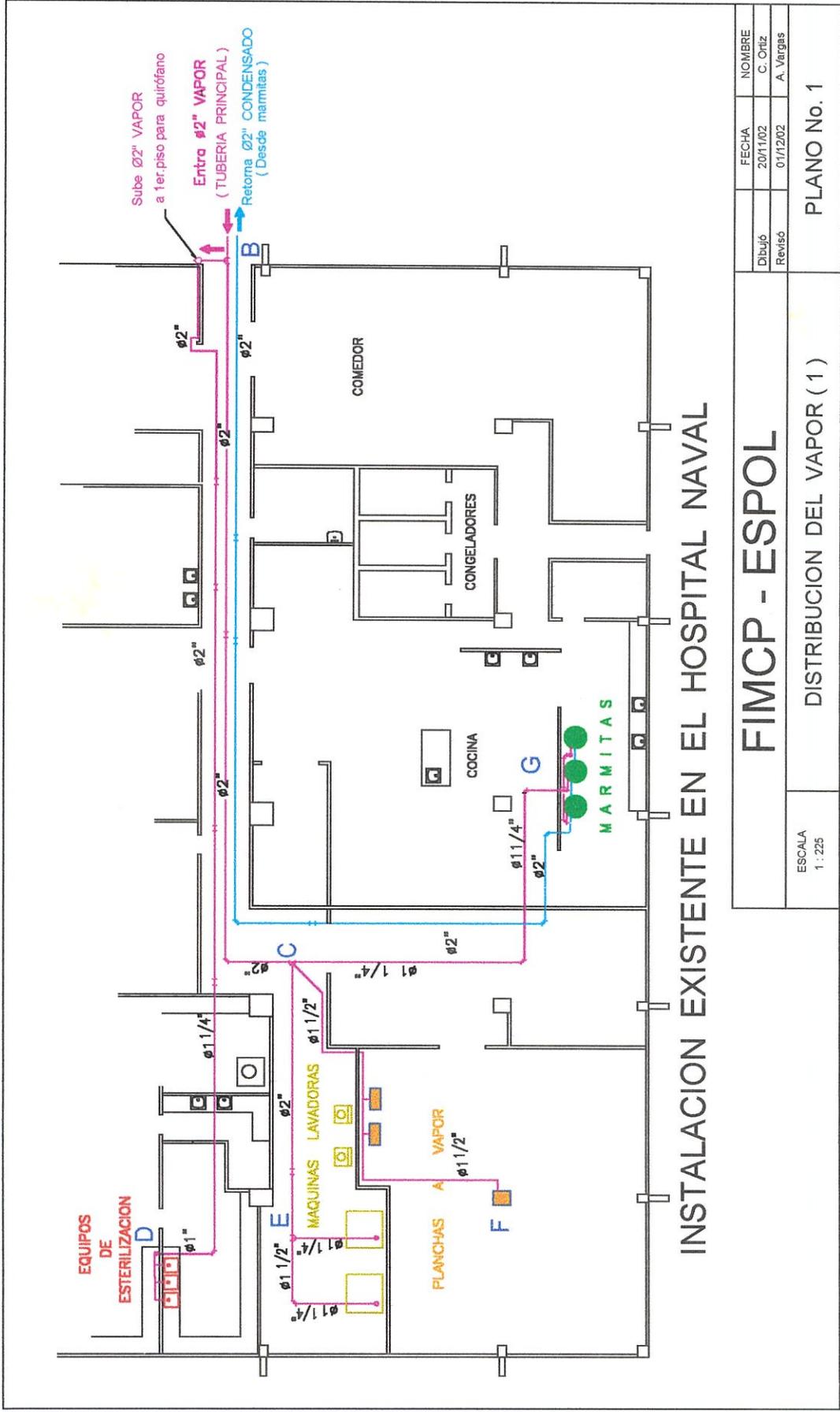
8. Podemos concluir finalmente, que todas las adaptaciones o sistemas propuestos en la presente tesis permitirán el uso eficiente del vapor en el Hospital Naval con ahorros de energía y además, se han demostrado que en un período máximo de 3 años se podrá recuperar la inversión económica realizada para la adquisición y montaje de los sistemas propuestos.

RECOMENDACIONES

1. Podemos recomendar que el control de nivel del agua en las calderas, existente actualmente (control todo / nada), sea cambiado a un control de nivel “ modulante” , que actúe sobre una válvula eléctrica o neumática de forma proporcional, para mantener un nivel de agua preestablecido, permaneciendo permanentemente en servicio la bomba de alimentación, evitando paradas y arranques bruscos que pueden causar daños y logrando ventajas como presión y caudal de vapor estable, menor fatiga térmica sobre la pared de la caldera y menor arrastre de agua con el vapor.
2. Se recomendaría considerar el dimensionamiento de las tuberías de vapor propuesto en la presente tesis, para reemplazar las tuberías instaladas cuando sea necesario hacerlo por desgaste del material o fugas en las instaladas actualmente.
3. Se recomienda continuar con el trabajo de reemplazo de aislantes deteriorados de los tramos de tuberías, así como también iniciar el reemplazo de materiales aislante nocivos para la salud.

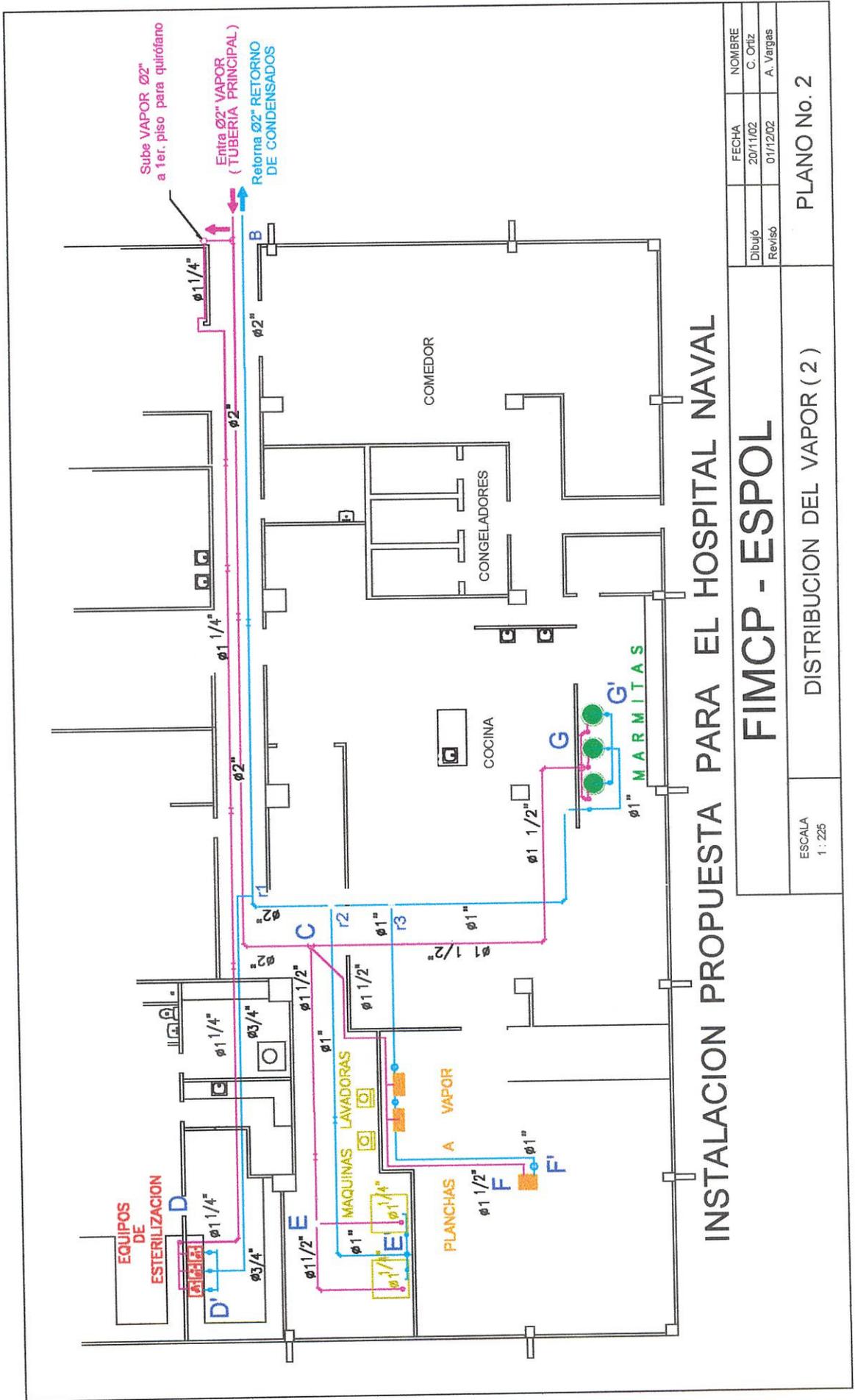
4. Se recomendaría reemplazar el ablandador de la existente instalación de vapor del Hospital Naval, o bien realizar un completo mantenimiento que incluiría un cambio de la resina y sistema de control, pues estos no se encuentran trabajando eficientemente, lo cual afecta a la calidad del agua y fomenta la formación de incrustaciones.

ANEXOS



INSTALACION EXISTENTE EN EL HOSPITAL NAVAL

ESCALA 1 : 225		DISTRIBUCION DEL VAPOR (1)		PLANO No. 1	
FIMCP - ESPOL		FECHA	NOMBRE	Dibujo	20/1/02
		Revisó	01/1/202	C. Ortiz	A. Vargas



INSTALACION PROPUESTA PARA EL HOSPITAL NAVAL

DISTRIBUCION DEL VAPOR (2)

FECHA	NOMBRE
20/11/02	C. Ortiz
01/12/02	A. Vargas

ESCALA
1:225

DISTRIBUCION DEL VAPOR (2)

PLANO No. 2

TABLA A

CAUDALES DE VAPOR : CONOCIDA PRESION DE VAPOR Y DIAMETRO DE LA TUBERIA

Ø (pulg)	CAUDAL DE VAPOR (Kg / h)															
	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0.1
1/8	64	60	56	51	47	43	40	35	30	26	21	17	13	8	4	1
1/4	128	120	112	105	94	86	80	70	60	52	42	34	26	16	8	2
3/8	192	180	168	153	141	129	120	105	90	78	63	51	39	24	12	3
1/2	256	240	224	204	188	172	160	140	120	104	84	68	52	32	16	4
3/4	384	360	336	306	282	258	240	210	180	156	126	102	78	48	24	6
1	640	600	560	510	470	430	400	350	300	260	210	170	130	80	40	10
1 1/4	1152	1080	1008	918	846	774	720	630	540	468	378	306	234	144	72	18
1 1/2	1536	1440	1344	1224	1128	1032	960	840	720	624	504	408	312	192	96	24
2	2560	2400	2240	2040	1880	1720	1600	1400	1200	1040	840	680	520	320	160	40
2 1/2	3840	3600	3360	3060	2820	2580	2400	2100	1800	1560	1260	1020	780	480	240	60
3	6400	6000	5600	5100	4700	4300	4000	3500	3000	2600	2100	1700	1300	800	400	100
4	10240	9600	8960	8160	7520	6880	6400	5600	4800	4160	3430	2745	2055	1375	685	137
6	23150	21600	20100	18550	17000	15450	13900	12350	10800	9250	7700	6170	4630	3080	1545	305
8	41200	38350	35650	32900	30150	27400	24650	21900	19200	16450	13700	10950	8230	5485	2740	550
10	64000	60000	56000	51000	47000	43000	40000	35000	30000	25700	21400	17150	12850	8570	4285	860

ANEXO 1

Tabla A : Caudales de vapor, dados la presión y el diámetro de la tubería
Fuente de información : EKSARHO Valentín, tablas y Gráficos para cálculos de instalaciones industriales



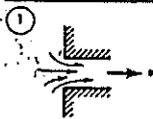
Tabla 4 : Pérdidas por fricción, en tuberías de acero cédula 40, para agua.													
hf : coeficiente de pérdidas por cada 100 pies de tubería.													
GPM	1 pulg		1 1/4 pulg		1 1/2 pulg		2 pulg		2 1/4 pulg		V (pies/seg)	hf	hf
	V (pies/seg)	hf											
4	1,48	1,29											
5	1,86	1,93											
6	2,23	2,68	1,29	0,7									
7	2,6	3,56	1,5	0,93									
8	2,97	4,54	1,72	1,18	1,26	0,56							
9	3,34	5,65	1,83	1,46	1,42	0,69							
10	3,71	6,86	2,15	1,77	1,58	0,83							
12	4,45	9,26	2,57	2,48	1,89	1,16							
14	5,2	12,8	3	3,28	2,21	1,53							
16	5,94	16,5	3,43	4,2	2,52	1,96							
18	6,68	20,6	3,86	5,22	2,84	2,42							
20	7,42	25,1	4,29	6,34	3,15	2,94							
25	9,29	37,4	5,37	9,66	3,94	4,5	2,39	1,29					
30	11,1	54,6	6,44	13,6	4,73	6,26	2,87	1,82					
35	13	73,3	7,52	18,5	5,52	8,38	3,35	2,42			2,35	1	
40	14,8	95	8,58	23,5	6,3	10,8	3,82	3,1	2,68	1,28			
45	16,7	119	9,66	29,5	7,1	13,5	4,3	3,85	3,02	1,6			
50	18,6	146	10,7	36	7,88	16,4	4,78	4,67	3,35	1,94			
60	22,3	209	12,9	51	9,46	23,2	5,74	6,59	4,02	2,72			
70	26	283	15	68,8	11	31,3	6,69	8,86	4,69	3,63			
80			17,2	89,2	12,6	40,5	7,65	11,4	5,36	4,66			
90			19,3	112	14,2	51	8,6	14,2	6,03	5,82			
100			21,5	138	15,8	62,2	9,56	17,4	6,7	7,11			
120			25,7	197	18,8	88,3	11,5	24,7	8,04	10			
140					22,1	119	13,4	33,2	9,38	13,5			
160							15,3	43	10,7	17,4			
180									12,1	21,9			
200									13,4	26,7			
220									14,7	32,2			
240									16,1	38,1			

ANEXO 2

Tabla 4 :Pérdidas por fricción en tuberías de acero, cédula 40, para agua.

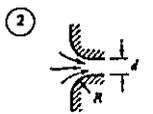
Fuente de información : Tesis.- Sistema de vapor para una planta de hormigón asfáltico , Villalobos F, ESPOL 1996.

Use la ecuación $h_v = kv^2/2g$, a menos que se indique lo contrario. La pérdida de energía E_L equivale a h_v , pérdida de carga en pies.



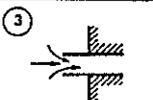
Entrada cuadrada perpendicular

$$k = 0.50 \text{ si el borde es afilado}$$



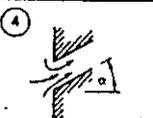
Entrada perpendicular redondeada

$R/d =$	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4
$k =$	0.25	0.17	0.08	0.05	0.04



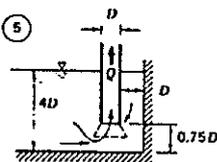
Entrada perpendicular reentrante.

$$k = 0.8$$



Pérdida adicional debido a la entrada en ángulo

$$k = 0.505 + 0.303 \text{ sen } \alpha + 0.226 \text{ sen}^2 \alpha$$



Tubería de succión en el sumidero, con boquilla cónica

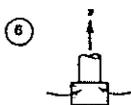
$$E_L = D + \frac{5.6Q}{\sqrt{2gD^{1.5}}} - \frac{v^2}{2g}$$

Sin boquilla

$$E_L = 0.53D + \frac{4Q}{\sqrt{2gD^{1.5}}} - \frac{v^2}{2g}$$

Ancho del sumidero mostrado 3.5D

(Según I. Vágas)

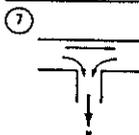


Cesta de aspiración

$$k = 10 \text{ con válvula de pie}$$

$$k = 5.5 \text{ sin válvula de pie}$$

(Según Agroskin)



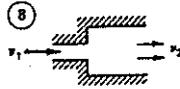
Te estándar, entrada a una línea menor

$$k = 1.8$$

ANEXO 3

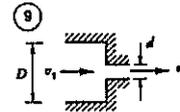
Tabla 5: Pérdidas locales para accesorios. (1 de 4)

Fuente de información : SIMON Andrew L, " HIDRAULICA PRACTICA "

8  Expansión súbita

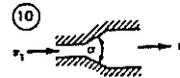
$$E_L = \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g}$$

$$E_L = \left(\frac{v_1}{v_2} - 1\right)^2 \frac{v_2^2}{2g}$$

9  Contracción súbita

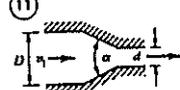
$(d/D)^2 =$	0.01	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8
$k =$	0.5	0.5	0.42	0.33	0.25	0.15

útese v_2 en la ecuación (4.15)

10  Difusor

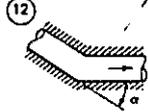
$$E_L = k(v_1^2 - v_2^2)/2g$$

$\alpha^\circ =$	20	40	60	80
$k =$	0.20	0.28	0.32	0.35

11  Confusor

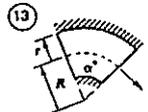
$$E_L = k(v_1^2 - v_2^2)/2g$$

$\alpha^\circ =$	6	10	20	40	60	80	100	120	140
k para $D = 3d$	0.12	0.16	0.39	0.80	1.0	1.06	1.04	1.04	1.04
$D = 1.5d$	0.12	0.16	0.39	0.96	1.22	1.16	1.10	1.06	1.04

12  Codo cerrado

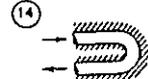
$$k = 67.6 \times 10^{-6} (\alpha^\circ)^{2.17}$$

(Según Gibson)

13  Curvas

$$k = (0.13 + 1.85(r/R)^{3.5}) \sqrt{\alpha^\circ/180^\circ}$$

(Según Hinds)

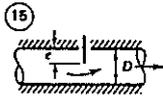
14  Curva cerrada de retorno

$$k = 2.2$$

ANEXO 3

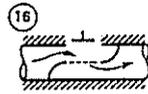
Tabla 5 : Pérdidas locales para accesorios. (2 de 4)

Fuente de información : SIMON Andrew L, " HIDRAULICA PRACTICA ".



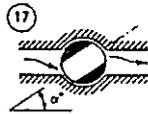
Válvula de compuerta

$e/D =$	0	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8
$k =$	0.15	0.26	0.81	2.06	5.52	17.0	97.8



Válvula esférica

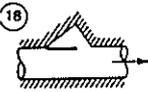
$k = 10$ cuando está totalmente abierta



Válvula rotatoria

$\alpha^\circ =$	5	10	20	30	40	50	60	70	80
$k =$	0.05	0.29	1.56	5.47	17.3	52.6	206	485	∞

(Según Agroskin)

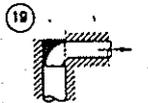


Válvulas de retención

Tipo bisagra $k = 2.5$ cuando está totalmente abierta

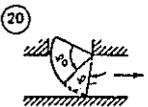
Tipo de bola $k = 70.0$

Tipo de cierre vertical $k = 12.0$



Válvula angular

$k = 5.0$ si está totalmente abierta

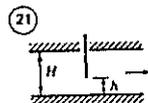


Compuerta radial en conducto rectangular

$$k = 0.3 + 1.3 \left[\left(\frac{1}{n} \right) \right]^2$$

donde $n = \varphi/\varphi_0 =$ la razón de apertura con respecto al ángulo central.

(Según Abelyev)



Esclusa en conducto rectangular

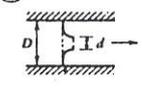
$$k = 0.3 + 1.9 \left[\left(\frac{1}{n} \right) - n \right]^2$$

donde $n = h/H$

ANEXO 3

Tabla 5 : Pérdidas locales para accesorios. (3 de 4)

Fuente de información : SIMON Andrew L, " HIDRAULICA PRACTICA ".

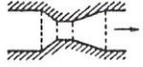
22)  Tobera medidora

$$E_L = 0.3 \Delta p \quad \text{para} \quad d = 0.8D$$

$$E_L = 0.95 \Delta p \quad \text{para} \quad d = 0.2D$$

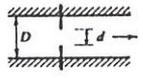
donde p es la medida de la caída de presión

(Según A.S.M.E.)

23)  Venturímetro

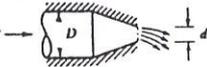
$$E_L = 0.1 \Delta p \quad \text{hasta} \quad 0.2 \Delta p$$

donde Δp es la medida de la caída de presión

24)  Orificio de medida, de bordes cuadrados

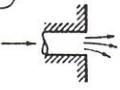
$$E_L = \Delta p \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right)$$

donde Δp es la medida de la caída de presión

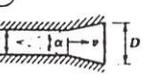
25)  Salida del confusor

$d/D =$	0.5	0.6	0.8	0.9
$k =$	5.5	4	2.55	1.1

(Según Mostkov)

26)  Salida de la tubería al depósito

$$k = 1.0$$

27)  Salida del difusor, para $D/d > 2$:

$\alpha^\circ =$	8	15	30	45
$k =$	0.05	0.18	0.5	0.6

(Según Mostkov)

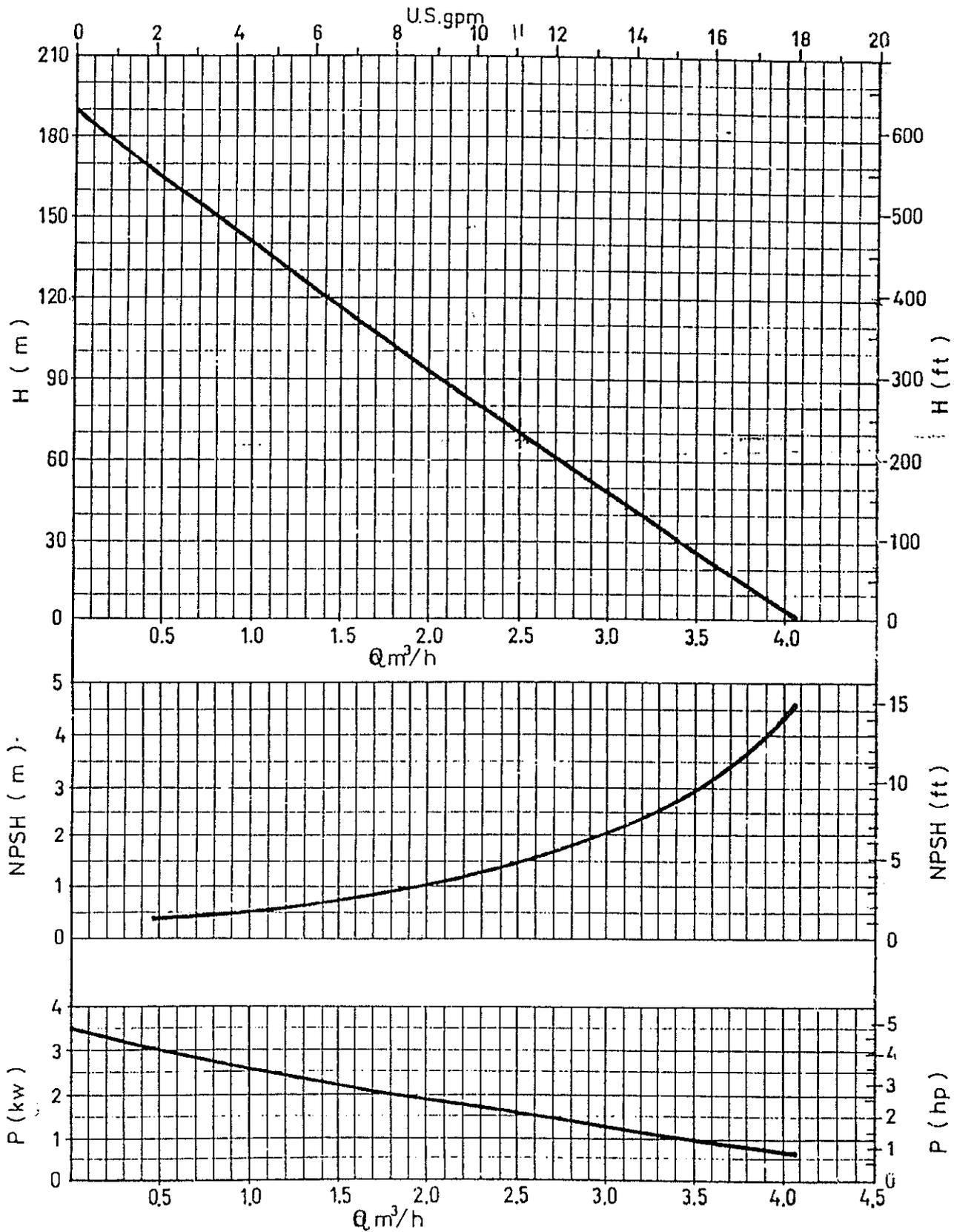


ANEXO 3

Tabla 5 : Pérdidas locales para accesorios. (4 de 4)

Fuente de información : SIMON Andrew L, " HIDRAULICA PRACTICA ".

TURBI PLUS 125-6/2 (F5T)
1750 rpm



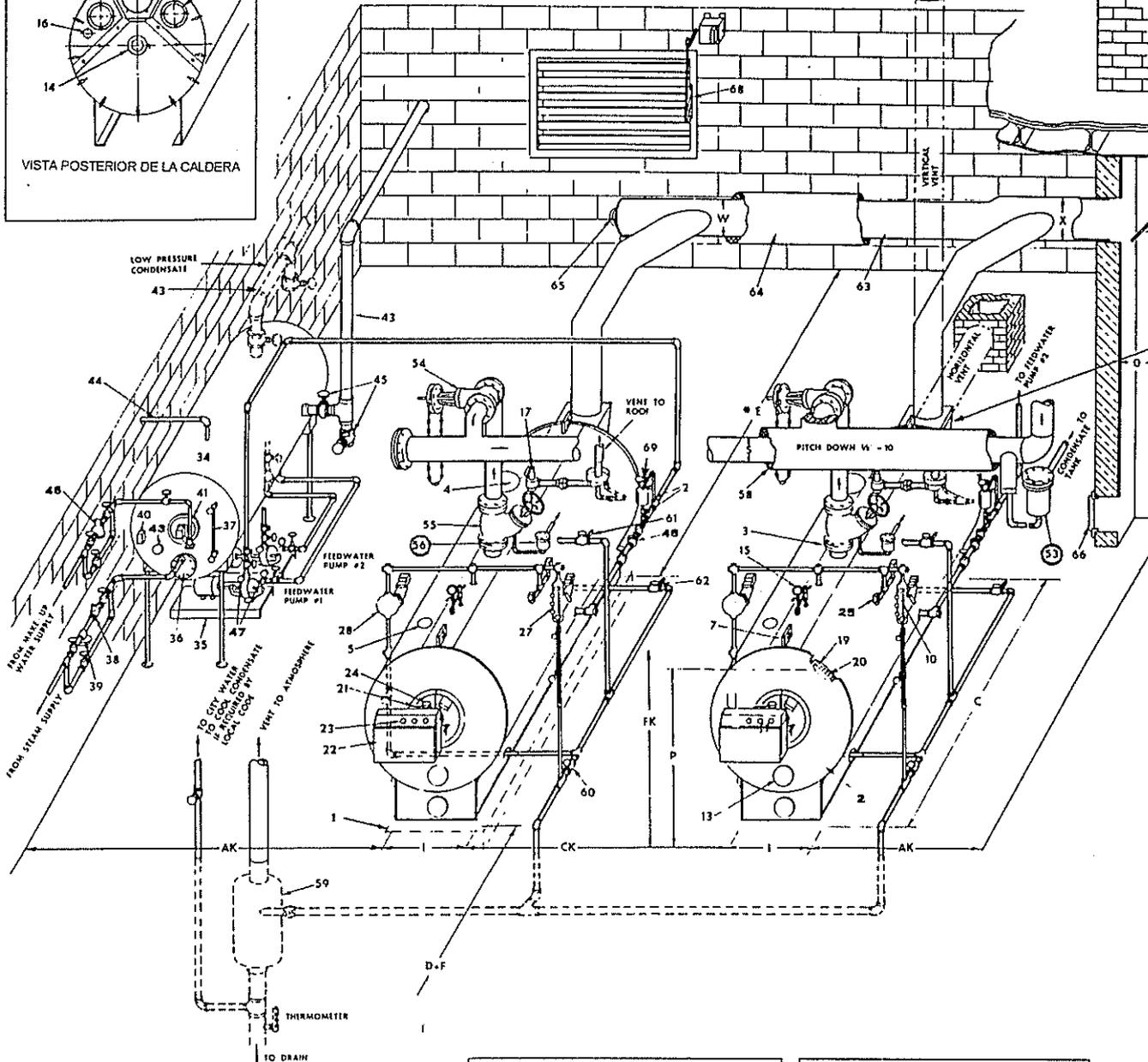
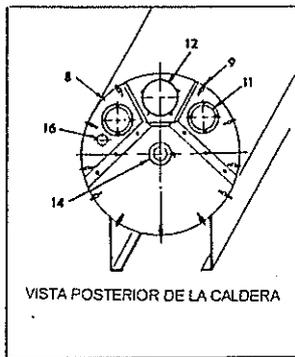
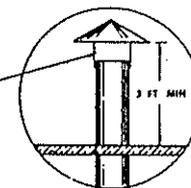
ANEXO 4

Tabla B : Curvas hidrostáticas de la bomba de agua Turbi -Plus 125 - 6 /2.
 (bomba tipo turbina de 1750 rpm, 5 HP)

ARREGLOS Y TAMAÑO DE LA SALA DE CALDERAS

DIBUJO MECANICO TIPICO DE UNA INSTALACIÓN QUE MUESTRA LA UBICACIÓN DE LAS TUBERÍAS DE VAPOR Y CONDENSADO.

EL AREA CIRCUNFERENCIAL ENTRE EL CAPUCHÓN Y EL TUBO DE VENTEO DEBE SER IGUAL O MAYOR QUE EL AREA DEL TUBO DE VENTEO.



NOTA: ESTE DIBUJO REPRESENTA SOLAMENTE UN ARREGLO GENERAL DE VÁLVULAS, CONTROLES Y OTROS ITEMS. ACOPLEROS Y OTRAS TUBERÍAS SIMILARES SERAN INSTALADAS DE ACUERDO A LAS NECESIDADES.

NOTA: LAS DIMENSIONES AK, CK, Y FK DEBEN SER GOBERNADAS POR REQUISITOS DE ESPACIO PARA MANTENIMIENTO Y NUMERO DE UNIDADES INSTALADAS.

Modelo de calderas	Tramo para vapor "S"			
	S-1	S-2	S-3	S-4
542; 20 HP	2"	3"	3"	4"
542; 25 HP	2"	3"	3"	4"
542; 30 HP	2"	3"	3"	4"
542; 35 HP	2"	3"	3"	4"
542; 40 HP	2"	3"	3"	4"
542; 45 HP	2"	3"	4"	6"
542; 50 HP	2"	3"	4"	6"
542; 60 HP	2"	3"	4"	6"
548; 60 HP	2 1/2"	5"	6"	8"
548; 70 HP	2 1/2"	5"	6"	8"
*548; 80 HP	2 1/2"	5"	6"	8"
548; 100 HP	2 1/2"	5"	8"	10"
560; 100 HP	3"	5"	8"	10"
560; 125 HP	3"	5"	8"	10"
560; 150 HP	4"	8"	10"	12"

* Calderas del Hospital Naval

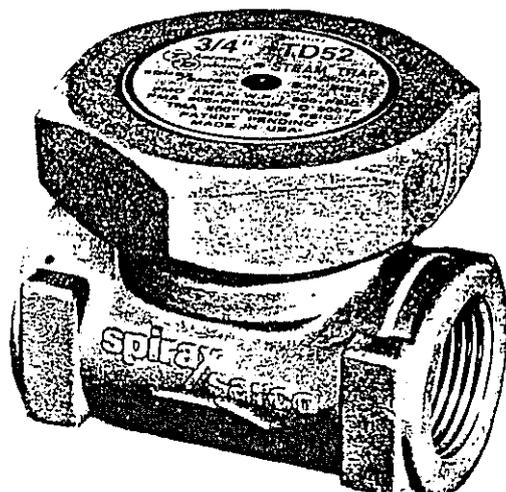
Modelo de calderas	Tramos hacia chimenea			
	1 (W)	2 (X)	3 (X)	4 (X)
542; 20 HP	8"	10"	12"	14"
542; 25 HP	8"	10"	12"	14"
542; 30 HP	10"	12"	14"	16"
542; 35 HP	10"	12"	14"	16"
542; 40 HP	10"	14"	16"	20"
542; 45 HP	10"	14"	16"	20"
542; 50 HP	10"	14"	16"	20"
542; 60 HP	10"	14"	16"	20"
548; 60 HP	12"	16"	20"	24"
548; 70 HP	12"	16"	20"	24"
*548; 80 HP	12"	16"	20"	24"
548; 100 HP	12"	18"	22"	26"
560; 100 HP	12"	18"	22"	26"
560; 125 HP	12"	18"	22"	26"
560; 150 HP	12"	18"	22"	26"

* Calderas del Hospital Naval.
** Para 1 caldera usamos la dimensión W, para 2 calderas usamos 2(X), etc.

ANEXO 5 - Figura 6.1 : Catálogo para instalación de calderas York - Shipley.

**ELEMENTOS REFERENTES A LA SALA DE CALDERAS
(Figura 6.1)**

ITEM	DESCRIPCION
1	Base de concreto reforzada
2	Caldera
3	Conexión de vapor
4	Manhole
7	Estirones de elevación
8	Tapas posteriores
9	Pernos de la cubierta superior
10	Control del nivel de agua
11	Puertas de seguridad
13	Cubierta delantera
14	Puerto posterior
15	Medidor de presión
16	Termómetro
17	Válvula de seguridad
19	Chaqueta de metal
20	Material aislante de la caldera
21	Quemador
22	Panel de control del quemador
23	Luces (alarmas)
24	Interruptores de seguridad del soplador
25	Controles de seguridad
26	Control de modulación
27	Nivel de agua
28	Nivel auxiliar de agua
34	Tanque de condensado
35	Bomba para condensado
36	Calentador a vapor del tanque /condensado
37	Nivel de vidrio
38	Válvula de vapor
39	Válvula reguladora de presión
40	Control de temperatura
41	Agua de retorno
42	Termómetro
43	Línea principal de retorno de condensado
44	Venteo
45	Válvulas de condensado
46	Medidor de retornos
47	Medidor de presión
48	Válvula check
* 53	Trampa principal
54	Válvula de parada (stop)
55	Válvula check
* 56	Trampa de vapor.
58	Material aislante de las tuberías
59	Tanque distribuidor
60	Válvula de purga
61	Válvula de purga
62	Válvula de purga de fondo
63	Cubierta protectora
64	Aislante
66	Puerta
68	Entrada de aire fresco
69	Ingreso de productos químicos.



REINGENIERIA DE LA TD52

Principales Características y Beneficios

• Tapa

- A. El nuevo diseño de la Insulcap minimiza los efectos de las condiciones climáticas adversas.
- B. Los nuevos bolsillos de aislamiento reducen los ciclos de operación de la trampa para aumentar su vida útil e incrementar su eficiencia.
- C. La junta metal / metal entre la tapa y el cuerpo no requiere empaques.

• Disco

- D. El disco de acero inoxidable endurecido permite un cierre hermético entre ciclos.
- E. La acanaladura circular de turbulencia practicada en la parte inferior del disco asegura que la trampa cierre justo antes que el vapor vivo entre a la misma.

• Superficie de asentamiento

- F. Las superficies de asentamiento endurecidas por inducción facilitan una mayor durabilidad de la trampa.

• Descarga por 3-canales

- G. La descarga repartida en tres canales permite que el disco opere paralelamente al asiento mejorando la performance y reduciendo el desgaste.

• Dimensiones cara a cara

- H. Las dimensiones cara a cara son idénticas al modelo anterior simplificando su reemplazo.

ANEXO 6

Características de la trampa termodinámica TD52.

Fuente de información : Catálogo de productos Spirax/Sarco

BIBLIOGRAFIA.

1. DONLEE TECHNOLOGIES , “ Feedwater Systems “ (Catálogo).
DONLEE Technologies Inc , NY.
2. EKSARHO Valentín , Tablas y Gráficos para cálculos de instalaciones industriales. Editorial Librería Mitre. Buenos Aires 1971.
3. FOX W. Robert / McDonald Alan. Introducción a la mecánica de fluidos.
4ta. Edición. Ed. McGraw-Hill. México 1995.
4. KENNETH McNAUGHTON , BOMBAS : Selección , Uso y Mantenimiento,
Ed. McGraw-Hill. México 1992.
5. LA LLAVE S.A. " CATALOGO DE PRODUCTOS ".
6. SHIELD Carl D , “CALDERAS :Tipos , características y sus funciones “ .
Ed. Continental , México 1982.
7. SIMON Andrew L, “ HIDRAULICA PRACTICA “. Editorial Limusa.
México 1986.

8. SPIRAX / SARCO , Automated Boiler Controls and Systems.
Catálogo Spirax Sarco Inc. USA 1998.
9. SPIRAX / SARCO , Sistema de Control BCS1 de purga para calderas. Catálogo Spirax Sarco Mexicana SA, México 1999.
10. SPIRAX / SARCO , " CURSO DE VAPOR ". Colombia 1999.
11. SPIRAX / SARCO , " CATALOGO DE PRODUCTOS " .
2da. Edición en español. Colombia 1999.
12. VARGAS ZÚÑIGA ANGEL , “ CALDERAS INDUSTRIALES Y MARINAS” Ed. Series VZ. 2da Ed. Guayaquil 1996.
13. VARGAS ZÚÑIGA ANGEL , “ Mantenimiento de Calderas Industriales y Marinas ” Ed. Series VZ. Guayaquil 1990.
14. VARGAS ZÚÑIGA ANGEL , " MONTAJE DE MAQUINARIA INDUSTRIAL ". Tomo I . Series VZ. Guayaquil 1982.
15. YORK – SHIPLEY , SERVICE MANUAL Inc, Series YORK.
PENNSYLVANIA.