UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

TÍTULO:

"DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN BANCO EXPERIMENTAL PARA EL ESTUDIO DE PLANTAS DE VAPOR EN EL LABORATORIO DE ENERGÍA Y FLUIDOS DEL AEIRNNR"

TESIS DE GRADO PREVIO A OPTAR POR EL TÍTULO DE INGENIERO ELECTROMECÁNICO.

AUTOR:

Oscar Iván Macas Loja

DIRECTOR:

Ing. Edwin Bladimir Paccha Herrera, Mg. Sc.

LOJA-ECUADOR

AÑO

2013-2014

CERTIFICACIÓN

Ing. Edwin Bladimir Paccha Herrera

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **"Diseño e implementación de un banco experimental para el estudio de plantas de vapor en el laboratorio de energía y fluidos del AEIRNNR"**, previa a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, realizado por el señores egresado: **Oscar Iván Macas Loja**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 16 de junio de 2014

Ing. Edwin Bladimir Paccha Herrera, Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS

AUTORÍA

Yo **Oscar Iván Macas Loja,** declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional – Biblioteca Virtual.

Autor: Oscar Iván Macas Loja

Firma:.....

Cédula: 1104596299

Fecha: 04 de julio de 2014

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.

Yo **Oscar Iván Macas Loja,** declaro ser autor de la tesis titulada: **Diseño e implementación de un banco experimental para el estudio de plantas de vapor en el laboratorio de energía y fluidos del AEIRNNR**, como requisito para optar el grado de: **Ingeniero Electromecánico;** autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, **diez** días del mes de **julio** del dos mil **cuatro**

Firma:.....

Autor: Oscar Iván Macas Loja

Cédula: 1104596299

Dirección: San Cayetano Bajo, Varsovia entre París y Bucarest

Correo Electrónico: ivanmacas1989@hotmail.com

Teléfono: s/n **Celular:** 0985973039

DATOS COMPLEMENTARIOS

Director de Tesis: Ing. Edwin Bladimir Paccha Herrera, Mg. Sc.

Tribunal de Grado: Ing. José Miguel Eras Gallego, Mg. Sc.

Ing. Jorge Enrique Carrión Gonzales, Mg. Sc.

Ing. José Francisco Cuenca Granda, Mg. Sc.

PENSAMIENTO

“LA INTELIGENCIA CONSISTE NO SÓLO EN EL CONOCIMIENTO, SINO TAMBIÉN EN LA DESTREZA DE APLICAR LOS CONOCIMIENTOS EN LA PRÁCTICA”. (Aristóteles)

DEDICATORIA

Dios

Por la vida, la salud y la inteligencia que ha proporcionado incondicionalmente y por estar siempre a mi lado en todo momento.

Mi esposa

Diana Alexandra Cabrera Deleg, muchas gracias por tu apoyo incondicional durante todo éste tiempo de duras pruebas, y sobre todo por tu gran amor. Te amo.

Mi hijo

Ian Mateo Macas Cabrera, gracias por cambiar mi vida, eres lo que me motiva a seguir adelante y cumplir mis metas, te amo mi vida.

Mis padres

María Narcisa Loja Armijos, gracias madre por estar presente en las buenas y en las malas. Te quiero mucho.

Manuel Antonio Macas Loja, gracias por tu apoyo y tu sacrificio, pero sobre todo porque sé que confiaste en que lo podía lograr.

AGRADECIMIENTO

Dios

Padre celestial gracias porque siempre me acompañaste en mi camino.

Mis padres

Por su apoyo incondicional a lo largo de mi carrera y mi vida.

Mi esposa

Por acompañarme en los momentos más difíciles de nuestra vida y formación profesional.

Ing. Edwin Bladimir Paccha Herrera

Por su apoyo y colaboración en la asesoría del presente trabajo

TABLA DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA II
PENSAMIENTO IV
DEDICATORIA V
AGRADECIMIENTO VI
TABLA DE CONTENIDOS VII
SIMBOLOGÍA X
a.-TÍTULO 1
b. RESUMEN 2
c.- INTRODUCCIÓN 3
d.- REVISIÓN DE LITERATURA 4
d.1 CAPÍTULO I: PLANTAS DE VAPOR 4
d.1.1 GENERALIDADES 4
d.1.2 ESTADOS DEL VAPOR Y CONDICIONES DE USO 4
d.1.3 CIRCUITOS DE VAPOR: DISTRIBUCIÓN Y EMPLEO 6
d.2 CAPÍTULO II: GENERADORES DE VAPOR 8
d.2.1 GENERALIDADES DE CALDERAS 8
d.2.2 ELEMENTOS DE UNA CALDERA 8
d.2.3 CLASIFICACIÓN DE LAS CALDERAS 8
d.2.4 FACTORES A CONSIDERAR EN LA SELECCIÓN DEL GENERADOR DE VAPOR 10
d.2.5 SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN 11
d.2.5.1 Bomba de agua de alimentación 13
d.3 CAPÍTULO III: LÍNEAS DE VAPOR Y CONDENSADO 16
d.3.1 CABEZAL DE VAPOR (DISTRIBUIDOR DE VAPOR) 16
d.3.2 SELECCIÓN DE TUBERÍAS DE VAPOR 17
d.3.3 DIÁMETRO DE LA TUBERÍA DE VAPOR 18
d.3.4 TUBERÍAS DE RETORNO DE CONDENSADO 19
d.3.5 AISLAMIENTO TÉRMICO EN TUBERÍAS DE VAPOR 19
d.3.5.1 Selección de aislamiento térmico 20
d.4 CAPÍTULO IV: TRAMPAS DE VAPOR 21
d.4.1 APLICACIONES DE TRAMPAS DE VAPOR 21
d.4.2 TIPOS DE TRAMPAS DE VAPOR 22

d.4.3 ETAPAS A SEGUIR PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LAS TRAMPAS DE VAPOR (Spirax Sarco, 2014) 23
d.4.4 SELECCIÓN DE TRAMPAS DE VAPOR Y FACTORES DE SEGURIDAD 24
d.4.4.1 Trampeo del cabezal de vapor 24
d.4.4.2 Trampeo del sistema de calefacción (Radiadores Aletados) 25
d.4.4.3 Trampeo de Serpentín e Intercambiadores de Tubos y Coraza 25
d.4.5 LOCALIZACIÓN DE LAS TRAMPAS DE VAPOR 26
d.5 CAPÍTULO V: APLICACIÓN DEL VAPOR EN EL BANCO DE PRUEBAS DE PLANTAS DE VAPOR 27
d.5.1 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA 27
d.5.1.1 Intercambiadores 1-2 con tubos en U 28
d.5.1.2 Análisis de los intercambiadores de calor 29
d.5.1.2.1 Método de diferencia media logarítmica 29
d.5.1.2.2 Método de Kern 32
d. 5.2 SISTEMA DE CALEFACCIÓN (RADIADORES ALETADOS) 35
d.5.3 EFICIENCIA ENERGÉTICA 40
d.5.3.1 Pérdidas de calor en la tubería 40
e.- MATERIALES Y MÉTODOS 43
e.1 MATERIALES 43
e.2 MÉTODOS 45
f.- RESULTADOS 47
f.1 SELECCIÓN DEL GENERADOR DE VAPOR 47
f.1.1 ANÁLISIS TÉRMICO DEL CALDERÍN SELECCIONADO 47
f.1.2 CALOR TOTAL REQUERIDO EN EL CALDERÍN 48
f.1.3 AIRE Y COMBUSTIBLE REQUERIDO POR EL CALDERÍN 50
f.1.4 TEMPERATURA DE LLAMA ADIABÁTICA 54
f.1.5 IMPACTO AMBIENTAL DEL CALDERIN E-LEF-012 58
f.2 CÁLCULO DEL SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN 59
f.2.1 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN 61
f.3 CÁLCULO DE LAS LÍNEAS DE VAPOR Y CONDENSADO 67

f.3.1 DISEÑO DEL CABEZAL DE VAPOR (DISTRIBUIDOR DE VAPOR).....67
f.3.2 DIÁMETRO DE LA TUBERÍA DE VAPOR 67
f.3.3 DIÁMETRO DE LA TUBERÍA DE RETORNO DE CONDENSADO 69
f.3.4 SELECCIÓN DE AISLAMIENTO TÉRMICO DE TUBERÍAS 70
f.4 APLICACIÓN DEL VAPOR EN EL BANCO DE PRUEBAS 71
f.4.1 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA 71
f.4.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN.....81
f.5 SELECCIÓN DE TRAMPAS DE VAPOR 87
f.5.1 TRAMPEO DEL CABEZAL DE VAPOR 87
f.5.2 TRAMPEO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN 88
f.5.3 TRAMPEO DE INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CORAZA 90
f.6 RESUMEN DE RESULTADOS FINALES 92
f.7 ELABORACIÓN DE LAS GUÍAS DE PRÁCTICAS 96
g.- DISCUSIÓN 110
h.- CONCLUSIONES 112
i.- RECOMENDACIONES.....113
j.- BIBLIOGRAFÍA 114
k. ANEXOS.....118

SIMBOLOGÍA

A: Área

A_s: Área de transferencia de calor

atm: atmósfera

BHP: Potencia de caldera

bar: bares

cm: centímetro

Cp: Calor específico del líquido

C_1: Constante

CH_4: Metano

C_2H_6: Etano

C_3H_8: Propano

CO_2: Dióxido de carbono

D_m: Promedio logarítmico de diferencia de temperaturas

D_1: Diferencia de temperaturas menor

D_{et}: Diámetro exterior de los tubos

D_{is}: Diámetro interno de la coraza

D_2: Diferencia de temperaturas mayor

D_{ctl}: Diámetro del arreglo de tubos

D_{it}: Diámetro interno de los tubos

d_o: Diámetro exterior del tubo

D_b: Diámetro del haz de tubos

d: Diámetro del orificio

Em: Evaporación nominal

ent: entrada

Fe: Factor de evaporación

Ff: factor de encendido

fc: fluido caliente

ff: fluido frío

F_t: Factor de corrección de temperatura

F: Factor de aislamiento

ft: pie

f_p: Factor de conversión

g: gravedad

g:gramo

GLP: gas licuado de petróleo

G.E. = Gravedad específica

GPM: galones por minuto

H: Calor latente del vapor

hf = perdida por fricción en tuberia y accesorios

hfs: fricción en la succión

h: hora

h_a: Coeficiente de transferencia de calor por convección

hfg: Entalpía de vaporización o calor latente

hg: Entalpía de vapor saturado

h°: Entalpía

hf: Entalpía de líquido saturado

hf_{ac} = perdida por fricción en accesorios

H_2O: Agua

in: pulgada

K: Kelvin

kg: kilogramo

k: Conductividad térmica

kmol: kilo mol

L: longitud

lb: libra

L: Flujo del líquido

lit: litros

L_{bb}: Claro entre la coraza y el arreglo de tubos

L_{tp}: Paso de fluido por los tubos

ls = longitud de succión

LDMT: Diferencia de temperatura media logarítmica

l: Altura de la aleta

LHV: poder calorífico de combustible

m: metros

mm: milímetros

$\dot{m}$: Evaporación real

$\dot{m}$: Flujo másico

N_{tt}: Número de tubos

N_2: Nitrógeno

N_p: Número de moles de los productos

N_r: Número de moles de los reactivos

N: número

P: Presión

P_{ts}: Profundidad del canal de los espejos

P_t = es la presión en el intercambiador

Pa: Presión absoluta

PSI: libras por pulgada cuadrada

P1: Presión de succión

Q: Calor transferido

Q: carga de condensado

R: resistencia

R_f: Resistencia de aleta

RT_c: resistencia térmica por contacto

R_w: Resistencia de pared

R_{fo}: Resistencia de incrustación

r_1: Radio interno del cilindro

r_2: Radio externo del cilindro

Sg: Gravedad específica del líquido

s: segundo

sp. gr.: Peso específico del agua

sal: salida

T: Temperatura

T_v: Temperatura del vapor

T.A.: Tanque de alimentación

t: Espesor

t_{ts}: Espesor del espejo

U: Factor global de transferencia de calor

v: velocidad

W: vatios

Y: fracción molar

Z1: altura de succión

°C: grados Celsius

°F: grados Fahrenheit

η: Rendimiento

ØT: Diámetro del cabezal

$Ø_i$: Diámetro interno de tuberías

ΔT: Incremento en temperatura

Φ_{max} : Resistencia térmica

a.-TÍTULO

Diseño e implementación de un banco experimental para el estudio de plantas de vapor en el laboratorio de energía y fluidos del AEIRNNR.

b. RESUMEN

En el presente informe se detallan los cálculos y procedimientos para la construcción de un banco experimental para plantas de vapor, el cual está conformado por un distribuidor de vapor, dos intercambiadores de calor y las respectivas líneas de distribución y retorno. El primer intercambiador de calor es de tipo tubo y coraza mientras que el segundo intercambiador es de tipo tubo aletado que funciona como calefactor o radiador. En los dos casos se ha tomado en consideración las condiciones máximas de servicio de aportación de vapor del calderín hacia los equipos.

En el diseño del banco se utilizaron dos bombas de agua, una en la alimentación del calderín y otra para realizar convección forzada a través de los tubos del intercambiador de calor de tubo y coraza, dichas bombas son controladas con un circuido eléctrico de control y mando accionado por contactores y un regulador de temperatura que accionara la bomba del intercambiador. El banco es accionado por un calderín de 4.9 BHP que opera a 15 PSI y ha sido construido de tipo modular para facilitar su traslado y manipulación de sus elementos. Se efectuaron las respectivas guías de prácticas para la utilización del banco.

ABSTRACT

This report details the calculations and procedures for the construction of an experimental bench for steam, which is formed by a distributor of steam, two heat exchangers and the respective distribution and return lines. The first heat exchanger is type tube and armor while the second heat exchanger is type finned tube that functions as a heater or radiator. In the two cases has taken into consideration the maximum conditions of service provision of steam from the boiler to the teams.

Two water pumps were used in the design of the Bank, in the power of the boiler and for forced convection through the tube and shell heat exchanger tubes, these pumps are controlled with an electric circuit control and command driven contactors and a temperature controller that tongues the pump of the heat exchanger. The Bank is powered by a boiler made of 4.9 BHP which operates at 15 PSI and has been built from modular to facilitate his transfer and manipulation of its elements. They were the respective guides to practice for the use of the Bank.

c.- INTRODUCCIÓN

En la industria el uso de una caldera de vapor de agua se hace indispensable para innumerables aplicaciones, provocando que sea un elemento en el cual gira el funcionamiento de toda una empresa. En la mayoría de aplicaciones el vapor de agua producido será utilizado dentro de algún proceso (lavado, esterilizado, cocción, alimenticio, secado, calefacción) lo cual hace que se tengan muy distintos requerimientos, de ahí nace la necesidad del estudio de plantas de vapor, para diseñar equipos más eficientes que eviten desperdicios de vapor y condensado.

Para el estudio de las plantas de vapor y los procesos que ocurren en éstas, se puede utilizar bancos de pruebas didácticos que enmarquen el sistema básico, desde la producción hasta la entrega del vapor al equipo térmico. Los bancos de prueba son equipos que permiten al trabajador o estudiante, adquirir conocimientos prácticos en su área de desempeño, reforzando sus conocimientos teóricos del tema.

En la actualidad el Laboratorio de Energía y Fluidos de la carrera de Ingeniería Electromecánica cuenta con una serie de equipos didácticos para estudio, los mismos que son utilizados para afianzar los conocimientos teóricos adquiridos en clase. A pesar de la variedad de equipos existentes en éste laboratorio, ninguno de estos proporciona un medio para el estudio de plantas de vapor y los circuitos de transporte del mismo. Esto trae como consecuencia que el estudiante desconozca y no se vincule al campo de acción de las plantas de vapor, así como los accesorios para control del mismo más utilizados, como es el caso de las trampas de vapor, válvulas de paso, entre otras. Es por esto que surge la idea de proyectarse en la implementación de un banco de pruebas para el análisis de plantas de vapor, con el fin de fortalecer los conocimientos en los estudiantes, tomando en consideración algunos factores primordiales que intervienen en esta labor, además, el equipo puede ser utilizado para complementar los conocimientos de la unidad de transferencia de calor y otras unidades afines a ésta.

En consecuencia, conforme a lo planteado anteriormente, se pretende a través de éste trabajo, diseñar un banco de prueba para plantas de vapor, con la finalidad de facilitar el fortalecimiento del aprendizaje de los alumnos de Ingeniería Electromecánica.

d.- REVISIÓN DE LITERATURA

d.1 CAPÍTULO I: PLANTAS DE VAPOR

Desde hace muchos años, el vapor de agua viene siendo el fluido térmico más ampliamente utilizado. La generalización de su empleo está basada en un conjunto de características singulares que le convierten en prácticamente insustituible, éste fluido es ideal para la aplicación en el campo industrial, ya que estas industrias tienen la necesidad de emplear fuentes de calor a muy diversos niveles de temperatura.

Su elevado calor latente y su baja densidad hacen que el vapor de agua sea especialmente efectivo en las operaciones de calentamiento, en la práctica, su empleo se extiende a un número muy elevado de procesos industriales, de ahí la necesidad del estudio de los principales componentes de una planta de vapor.

d.1.1 GENERALIDADES

Es sencillo deducir que al utilizar una mayor cantidad de vapor, es necesario aumentar el consumo de combustible, de ahí uno de sus principales problemas, la problemática ambiental, que es provocada por los gases residuales de la combustión. Por esta razón, reducir el consumo de combustibles (diseñando generadores, equipos y redes de distribución de vapor más eficientes sin afectar los volúmenes de producción, ni la calidad del producto), también es una responsabilidad social y ambiental de las empresas.

Es por eso que el estudio de las pérdidas energéticas en plantas de vapor es muy importante, localizando donde se encuentras las principales perdidas y diseñar alternativas que permitan una mayor eficiencia y menor consumo de combustible.

d.1.2 ESTADOS DEL VAPOR Y CONDICIONES DE USO

Lo primero que es preciso comprender a la hora de enfrentarse a una instalación de vapor son los diferentes estados que puede presentar el agua confinada en una red de generación y distribución de vapor así como las características que definen a cada uno de estos estados.

Inicialmente se pueden definir dos estados básicos:

- Líquido
- Vapor

El estado líquido se puede subdividir en dos situaciones; de esta manera cuando el líquido se encuentra por debajo del punto de ebullición se habla de líquido subenfriado y cuando se encuentra en el punto de ebullición se habla de líquido saturado.

A su vez el estado vapor puede subdividirse en dos situaciones; cuando el vapor está a la temperatura de ebullición se trata de vapor saturado y cuando se encuentra por encima del punto de ebullición se trata de vapor sobrecalentado. (Junta de Castilla y León, 2010)

La situación exacta existente en cada momento depende de las condiciones de Presión y Temperatura a las que esté sometido, para de esta forma entregar la energía necesaria para cada uso, existen máquinas térmicas que transforman esta energía en las siguientes:

- Energía Química
- Energía Térmica
- Energía Mecánica
- Energía Eléctrica

Características principales del vapor de agua

a) Facilidad de almacenar y entregar energía, tanto térmica, como cinética.
b) Facilidad de transporte y control, ya que únicamente requiere de tuberías que lo conduzcan y elementos que regulen su presión.

Estas dos características, hacen del vapor de agua un fluido muy manejable, ya que mediante su presión dinámica, éste puede ser conducido con facilidad a grandes distancias, así como en flujos variables.

Importancia de las aplicaciones de vapor

Existen diversas aplicaciones que se obtienen del vapor, y las podemos resumir en dos grupos:

- Generación de poder.
- En procesos Industriales.

Como ya se habló anteriormente, es importante diseñar circuitos de vapor eficientes, que eviten desperdicios de vapor, condensado y la energía contenida en él, para lo cual es importante la selección adecuada de los diferentes componentes y accesorios del sistema. Debemos considerar el recuperar el 100% del vapor y condensado de la línea mediante un buen diseño del sistema de recuperación de condensado y vapor.

d.1.3 CIRCUITOS DE VAPOR: DISTRIBUCIÓN Y EMPLEO

El empleo del vapor como fluido térmico lleva implícito un esquema básico consistente en un punto de generación, un punto de utilización y entre ellos debe disponerse de una red de tuberías que los enlazan y son el medio de transporte de un punto al otro. A continuación se va a tratar éste sistema básico algo más detallado:

Generador de vapor.- La obtención de vapor se realiza mediante un generador que habitualmente suele ser una caldera que emplea combustible químico para producir una temperatura suficiente como para elevar la entalpía del agua con la que se alimenta hasta el valor requerido por el sistema.

Distribución de vapor.- Está integrado por las tuberías que transportan al vapor desde la generación hasta el usuario, se incluyen los cabezales de distribución de vapor, así como otros elementos de control.

Usos del vapor.- Una vez en el punto de utilización, se extrae su entalpía mediante intercambio de calor con aquellos equipos y operaciones que utilizan el vapor. De esta manera la transferencia de calor en el punto de utilización debe basarse en aprovechar correctamente esta entalpía de condensación para que a la salida del equipo intercambiador se obtenga líquido saturado o subenfriado.

Retorno de condensados.- Esta forma de funcionar conlleva que al final se obtendrá agua a una temperatura similar a la del vapor saturado que se podrá aprovechar para alimentar a la caldera y de esta manera evitar el consumo energético de combustible que

supone elevar el agua de caldera desde la temperatura de red hasta la de ebullición en caldera.

Un ejemplo sencillo de una red típica de distribución de vapor en los términos que hemos descrito puede verse en la siguiente figura:

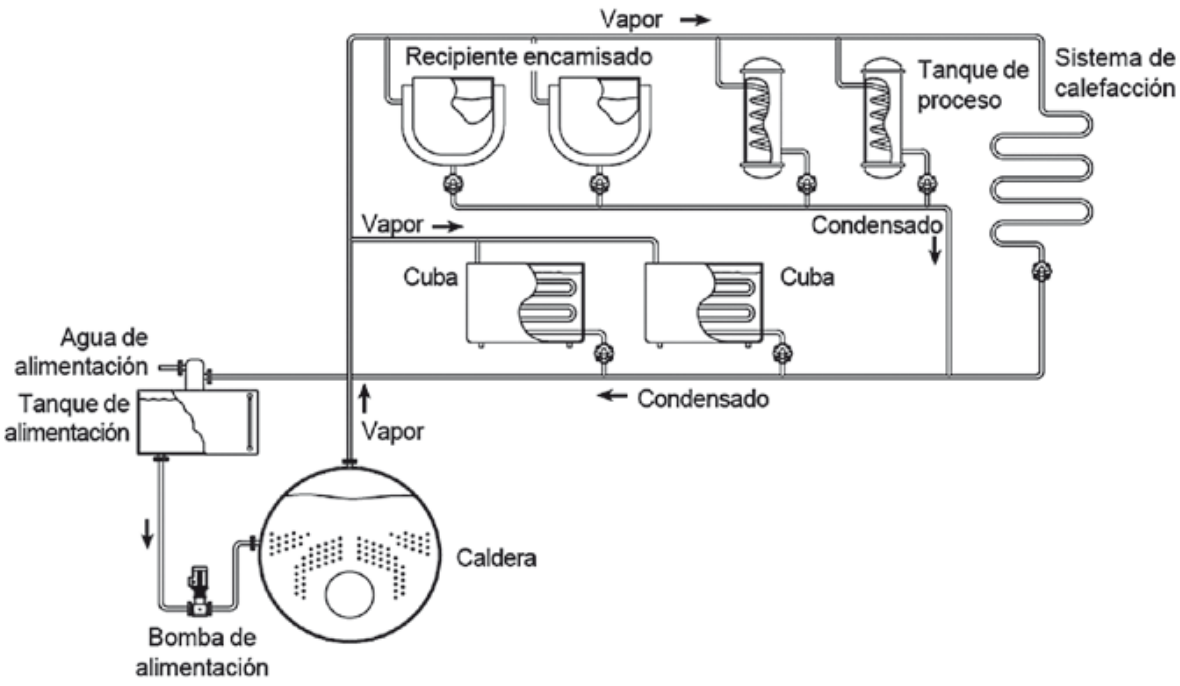


Fig. 1 Esquema básico de una red de distribución de vapor (Spirax Sarco, 2014)

d.2 CAPÍTULO II: GENERADORES DE VAPOR

d.2.1 GENERALIDADES DE CALDERAS

Éste equipo tiene por objetivo transferir la energía de los combustibles al agua mediante combustión para generar vapor, éste vapor puede ser utilizado en una gran cantidad de labores tales como intercambio de calor, generación de energía eléctrica, limpieza, etc.

Un grupo productor de vapor de agua es una combinación de aparatos que puede constar de cualquiera o todos los siguientes: caldera, hogar, equipo de quemadores o el necesario para quemar el combustible, cámaras de agua, purificador del vapor, recalentador, atemperador (dispositivo para controlar la temperatura del vapor), economizador y calentador del aire. (SEVERNS, y otros, 1982)

d.2.2 ELEMENTOS DE UNA CALDERA

Las calderas de vapor constan básicamente de las siguientes partes principales:

- Cámara de agua
- Cámara de Vapor
- Tubos de fuego o agua

Adicionalmente un sistema de generación de vapor tiene:

- Válvulas de seguridad
- Válvulas reguladoras de flujo
- Bomba de alimentación
- Tanque de condensados
- Trampas de vapor
- Redes de distribución
- Equipos consumidores

d.2.3 CLASIFICACIÓN DE LAS CALDERAS

“Las calderas de vapor se clasifican, atendiendo a la posición relativa de los gases calientes y del agua, en acuatubulares y pirotubulares; por la posición de los tubos, en

verticales, horizontales e inclinados; por la forma de los tubos, de tubos rectos y de tubos curvados; y por la naturaleza del servicio que prestan, en fijas, portátiles, locomóviles y marinas.” (SEVERNS, y otros, 1982).

POR LA ENERGÍA CONSUMIDA

Se tiene:

- Energía Eléctrica.- Calderas eléctricas.
- Energía Química.- Las calderas que utilizan la energía del combustible al ser quemado para generar vapor.

POR LA POSICIÓN RELATIVA DE LOS GASES CALIENTES Y DEL AGUA

Se tiene:

- **Acuatubulares o Calderas de Tubos de Agua.-** “En las calderas acuatubulares, por el interior de los tubos pasa agua o vapor, y los gases calientes se hallan en contacto con la superficie externa de aquéllos tubos de agua o vapor.” (SEVERNS, y otros, 1982).

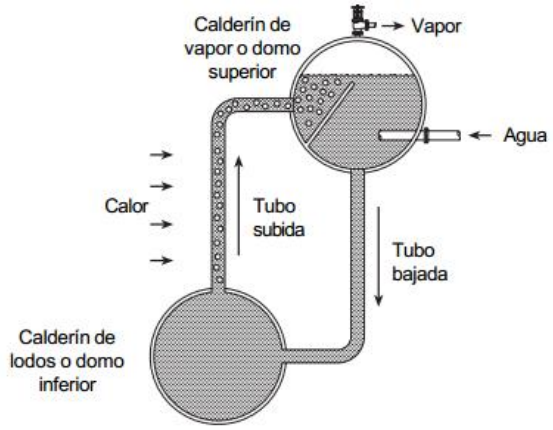


Fig. 2 Configuración de caldera acuatubular (Spirax Sarco, 2014)

- **Pirotubulares o Calderas de Tubos de Humo.-** “En estas calderas los gases calientes pasan por el interior de los tubos, los cuales se hallan rodeados de agua.” (SEVERNS, y otros, 1982).

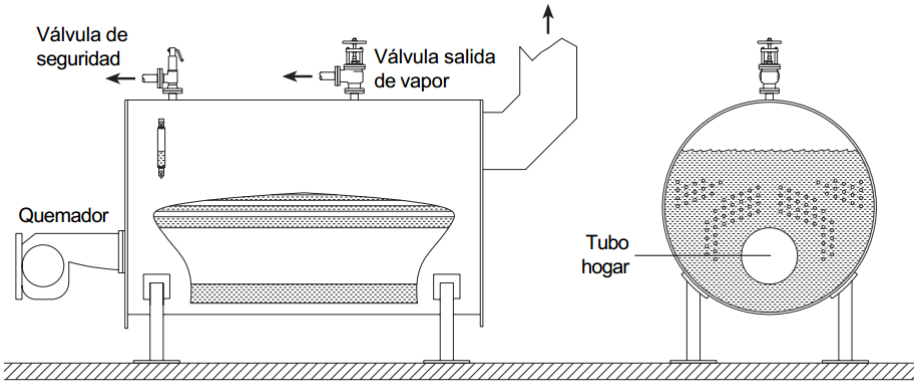


Fig. 3 Caldera pirotubular de tres pasos (Spirax Sarco, 2014)

POR LA DISPONIBILIDAD DE LOS TUBOS

Se tiene:

- **Sin tubos.-** Llamadas así porque para su funcionamiento no llevan tubos en su construcción. Esta innovación en la construcción de las calderas presenta muchas ventajas en su rendimiento, durabilidad y operación económica.
- **Con tubos.-** Corresponden a las que encontramos normalmente en la industria, y que se verán en todos los tipos de calderas.

d.2.4 FACTORES A CONSIDERAR EN LA SELECCIÓN DEL GENERADOR DE VAPOR

Para el correcto funcionamiento del generador de vapor a utilizar en el banco de pruebas a construir, es necesario considerar además de la capacidad de la caldera factores como:

Agua de alimentación disponible.- Éste factor es muy importante, ya que el agua debe ser tratada correctamente, para garantizar la duración de la caldera, así como la calidad de vapor que es generado por ésta.

La temperatura mínima recomendada para el agua de la caldera es de 170°F (77°C).

Cuando se usa agua a temperaturas más bajas, se reduce la temperatura de los gases de combustión, hasta el punto en que el vapor del agua se condensa. Efecto de esto es la corrosión que se presenta en la superficie de algunas calderas y chimeneas.

Tiempo de operación diaria de la caldera.- El tiempo de operación diaria de una caldera influye en la cantidad de vapor por día que se necesita, así como el tipo de combustible a utilizar. En éste caso, al ser utilizado para un banco de pruebas el periodo de uso será muy reducido.

Tipo de combustible a utilizar.- El tipo de combustible es de vital importancia, tanto para el factor económico como en la producción de vapor. En éste caso el combustible a utilizar será el GLP (Gas licuado de Petróleo).

El espacio disponible.- Es un factor que puede ser causa de molestias y problemas, principalmente si el área destinada para su instalación es de espacio reducido con respecto al tamaño de la caldera.

La disponibilidad de energía eléctrica.- Constituye otro de los factores importantes a considerar, de acuerdo a los requerimientos de voltaje o número de fases, pues toda caldera industrial requiere electricidad para los motores de quemadores, bombas y controles.

d.2.5 SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

El agua de alimentación de una caldera constituye la materia prima para la producción de vapor; por lo tanto, éste elemento debe ser suministrado permanentemente a la caldera a fin de mantener una generación constante de vapor. Al utilizar agua caliente para la alimentación, el consumo de combustible disminuye, ya que el agua tarda menos tiempo en alcanzar su punto de ebullición. Como se habló anteriormente la temperatura mínima recomendada para el agua de alimentación es de 170°F (77°C).

Capacidad de la caldera (BHP)

$$\textbf{Capacidad de la caldera} = \frac{\textbf{Em}}{34.5\frac{\textbf{lb}}{\textbf{h}}} \qquad \textbf{(Ecuación 1)}$$

Em: Evaporación nominal (lb/h)

$$\textbf{Em} = \textbf{Fe} \times \dot{m} \qquad \textbf{(Ecuación 2)}$$

Fe: Factor de evaporación

$\dot{m}$: Evaporación real (lb/h)

Capacidad de evaporación (GPM): para mantener evaporación para reserva mínima:

$$\textbf{Cap. de evap.} = \frac{\textbf{0.069GPM}}{\textbf{1 BHP}} \times \textbf{capacidad de la caldera} \qquad \textbf{(Ecuación 3)}$$

Capacidad y dimensión del tanque de agua de alimentación

La cantidad del vapor que se genera depende directamente de la cantidad de agua que se suministra a la caldera. Se recomienda que la cantidad de agua de reserva y la capacidad del tanque de alimentación, almacene una cantidad mínima de agua suficiente para sostener la evaporación en la caldera, por lo menos durante 20 minutos.

Para calcular la reserva mínima total se utilizará:

$$\textbf{Reserva mínima de agua} = \textbf{Capacidad de evaporación} \times \textbf{20min}$$

(Ecuación 4)

Éste valor de reserva mínima la dividimos para el 70% (0.7), ya que el tanque no debe estar totalmente lleno para compensar el efecto de la expansión.

$$\textbf{Capacidad del tanque} = \frac{\textbf{reserva mínima de agua}}{\textbf{0.7}} \qquad \textbf{(Ecuación 5)}$$

Como teóricamente, se entiende que el tanque de almacenamiento del agua de alimentación recibirá el retorno del condensado proveniente del vapor que ha circulado por todo el sistema de vapor, aparentemente existiría un circuito cerrado de circulación perfecto. Sin embargo, en la realidad, esto no sucede así, pues, siempre hay pérdidas a través de todo el sistema sea éste de vapor, de condensado o del agua de alimentación.

Para reponer estas pérdidas precisamente es recomendable que el tanque de agua de alimentación (o el tanque de condensado, en caso exista éste en el sistema) sea provisto de alguna conexión de agua de reposición proveniente de algún otro tanque dé reserva de agua.

d.2.5.1 Bomba de agua de alimentación

GENERALIDADES

Los tipos de bombas que generalmente se usan para el agua de alimentación de calderas son la tipo turbina y la tipo centrífuga, Las bombas tipo centrífuga, son seleccionadas para operación continua, pero también en casos extremos podrían ser usadas en forma intermitente.

Para seleccionar las bombas del sistema de alimentación a calderas, se debe tener en consideración lo siguiente:

- Operación continua o intermitente
- Temperatura del agua a la succión
- Capacidad
- Presión de descarga
- Carga neta de succión positiva requerida (NPSH/net positivo suction head)

Operación continua o intermitente.- Éste criterio depende principalmente del tipo de caldera (tubos de fuego o tubos de agua) y del tipo del servicio de la caldera, en la mayor parte de los casos de las bombas destinadas a calderas de tubos de fuego, la operación es intermitente, esto se debe a que éste tipo de calderas trabajan generalmente con un flotador sobre el cual actúa un switch; éste switch hace que el motor que impulsa la bomba pare o arranque entre cierto nivel.

Temperatura del agua a la succión.- La bomba que seleccionaremos debe operar sin ningún problema a la temperatura del agua de alimentación, es decir, 170°F (77 °C) como temperatura mínima.

Capacidad.- La capacidad de una bomba de agua de alimentación de calderas significa el caudal que una bomba puede proveer, pero siempre dependiendo también de la presión de descarga y de la carga neta de succión requerida. La capacidad de las bombas centrífugas debe ser seleccionada sobre la base de 1.10 a 1.15 veces la capacidad de evaporación de la caldera.

La cantidad de agua que se necesita suministrar a la caldera para que ésta opere normalmente se la obtiene de la siguiente ecuación:

$$\mathbf{Q} = \frac{\mathbf{0.069 \times Capacidad\ de\ la\ caldera \times Ff}}{\mathbf{G.E.}} \qquad \text{(Ecuación 6)}$$

Donde:

Q: Capacidad de bombeo (GPM)
0.069: es la evaporación equivalente a 1 BHP
Ff: Firing factor: factor de encendido. Tiene los siguientes valores;
Bombas de turbina = 1.15 a 2.0
Bombas centrífugas = 1.l0 a 1.15
G.E. = Gravedad específica

Presión de descarga.- Como la conexión de la tubería será directamente a la caldera, (sin válvula motorizada), la presión de descarga será igual a la presión de operación de la caldera más las pérdidas a través de la tubería. La selección de presión de descarga en bombas tipo turbina es menos crítica que en bombas centrífugas; sin embargo, se debe asegurar que la presión de descarga seleccionada sea siempre mayor que la presión de operación de la caldera. Un valor aceptable para la presión de descarga es de 0,35 a 1,76 (5 a 25 lbs/in^2) por encima de la presión de operación.

$$\mathbf{Presión\ de\ descarga = Presión\ de\ operación + 10PSI} \qquad \textbf{(Ecuación 7)}$$

Altura dinámica total (TDH).- la presión que desarrolla la bomba a la salida de la misma, ya sea en unidades de columna o de presión. Esta dada por la siguiente expresión:

$$\mathbf{TDH} = \frac{\mathbf{Presion\ de\ descarga\ (PSI) \times 2.31}}{\mathbf{sp.gr.}} \qquad \textbf{(Ecuación 8)}$$

sp.gr.: peso específico del agua a temperatura de succión

Potencia.- El trabajo desarrollado por una bomba, está en función de la altura total dinámica de descarga y del peso del líquido bombeando en un periodo de tiempo determinado, se expresa por:

$$\textbf{Potencia} = \frac{\textbf{Q(GPM)} \times \textbf{TDH(pies)} \times \textbf{sp.gr.}}{\textbf{3960} \times \boldsymbol{\eta}} \qquad \textbf{(Ecuación 9)}$$

La carga neta de succión positiva (NPSH).- Es la altura total absoluta de succión en cm (o pies) corregida al eje impulsor menos la presión de vapor de líquido en cm (o pies) absolutos. La NPSH se refiere a un análisis de las condiciones de succión de la bomba, para saber si el agua se vaporizará o no en el punto de menor presión de la bomba. Como es conocido, tenemos que mantener el fluido en estado líquido para obtener un buen funcionamiento de la bomba evitando la cavitación que afecta a la presión, capacidad y eficiencia que podría producir incluso perforaciones en las paletas del impulsor.

Calculamos NPSH a partir de la siguiente ecuación:

$$\textbf{NPSH} = \frac{\textbf{(P1-Pv)}}{\textbf{sp.gr.}} \textbf{2.31} \pm \textbf{Z1} - \textbf{hfs} \qquad \textbf{(Ecuación 10)}$$

Donde:

P1: Presión de succión (PSI)
Pv: Presión de vapor (PSI)
Z1: altura de succión (pies)
hfs: fricción en la succión (pies)

Perdidas por fricción succión (hfs).- la fricción en la tubería de succión debe ser mantenida en un valor lo más bajo posible y esto se logra incrementando el diámetro de la tubería y accesorios, también evitando curvas y longitudes innecesarias.

$$\textbf{hfs} = \textbf{hf} \times \textbf{ls} \qquad \textbf{(Ecuación 11)}$$

Donde:
hf = perdida por fricción en tuberia y accesorios
ls = longitud de succión

Perdidas por fricción en tubería y accesorios:

$$\textbf{hf} = \textbf{hf}_{\textbf{tuberia}} + \textbf{hf}_{\textbf{ac}} \qquad \textbf{(Ecuación 12)}$$

d.3 CAPÍTULO III: LÍNEAS DE VAPOR Y CONDENSADO

Es necesario contar desde la generación con un sistema de transporte (líneas de vapor), que lleven el vapor a los equipos donde va a ser utilizado, y posteriormente, si éste no es contaminado con algún producto, se retornará su condensado para alimentar de nuevo al generador de vapor, siempre reponiendo la cantidad de agua que se llegue a perder en el ciclo. Los sistemas de distribución de vapor conectan a las calderas con el equipo que en realidad utiliza el vapor, estos sistemas de distribución transportan el vapor hasta cualquier sitio en la planta donde se necesita energía calorífica.

"Los sistemas de distribución de vapor están conformados por tres componentes principales que son los cabezales o distribuidores, tuberías principales y los ramales los mismos que están encargados de transportar el vapor desde los generadores a diversos equipos de consumo. El sistema debe garantizar de manera eficiente la entrega y la calidad del vapor requerido, tomando en cuenta parámetros importantes como demanda, presión y temperatura que son controlados por los diversos accesorios instalados en el sistema" (CRUZ APUNTE, 2011).

d.3.1 CABEZAL DE VAPOR (DISTRIBUIDOR DE VAPOR)

Es una clase especial de tubería horizontal de distribución, puede recibir vapor de una o varias calderas al mismo tiempo. Éste dispositivo es el encargado de recibir el vapor de uno o varios generadores al mismo tiempo y su función es repartir el vapor hacia los diversos puntos de consumo. Cabe señalar que los ramales que salen del distribuidor, deben estar ubicados en la parte superior del distribuidor, con la finalidad de dirigir el vapor saturado libre de condensado que pudiese dañar equipos o reducir en gran parte la eficiencia de varios procesos.

Hasta cierto punto tiene una función como un tanque de vapor, ya que ayuda a mantener una presión continua, en donde los descensos de presión en la red son absorbidos en gran parte por el cabezal.

El diámetro de esta tubería puede ser determinado con una ecuación empírica que proporciona resultados muy certeros acerca del diámetro del cabezal a utilizar. (Fonseca Maldonado , 2011)

$$\emptyset \mathbf{T} = \sqrt{(\sum \emptyset_{\mathbf{i}}) \times \mathbf{2}} \qquad \textbf{(Ecuación 13)}$$

Donde:

ØT: Diámetro del cabezal

$\emptyset_i$: Diámetro interno de cada una de las tuberías que se conectan al cabezal

d.3.2 SELECCIÓN DE TUBERÍAS DE VAPOR

Los ramales llevan vapor desde la caldera a un lugar en el cual están instaladas unidades múltiples que usan vapor. Las líneas de retorno de condensado reciben el condensado desde las líneas de descarga de las trampas y llevan a éste de vuelta al tanque que alimenta la caldera.

Probablemente el estándar de tuberías más común sea el derivado del American Petroleum Institute (API), donde las tuberías se clasifican según el espesor de pared de tubería, llamado Schedule o Cedula. Estos Schedules están relacionados con la presión nominal de la tubería, y son un total de once, comenzando por 5 y seguido de 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140, hasta el Schedule 160. Para tuberías de diámetro nominal 150 mm y menores, el Schedule 40 (denominado a veces 'standard weight'), es el más ligero de los específicados. Sólo los Schedule 40 y 80 cubren la gama completa de medidas nominales desde 15 mm hasta 600 mm y son los Schedule Utilizados más comúnmente para instalaciones de tuberías de vapor.

Al momento de dimensionar tuberías de vapor se debe tener presente que:

- Si ésta es subdimensionada se provocarán altas caídas de presión y elevadas velocidades que originarán ruido y erosión.
- Cuando una tubería es sobredimensionada tiene un costo innecesariamente alto y sus consecuentes son pérdidas de calor.

En la actualidad existen programas para computadoras elaborados por las compañías que venden accesorios para vapor. Los programas funcionan en base a los parámetros de operación de la caldera y equipos, y nos ayudan a seleccionar de una manera más rápida y eficiente accesorios como:

- Diámetro de tuberías
- Tipos y dimensiones de trampas de vapor
- Tipos y dimensiones de válvulas, reguladoras, etc.

En el siguiente proceso de cálculo se explica el manejo de tablas y gráficos recomendados por los fabricantes de accesorios para vapor, ya que los programas para computadoras muchas veces no puede estar al alcance de una persona.

d.3.3 DIÁMETRO DE LA TUBERÍA DE VAPOR

En el dimensionamiento de tuberías de vapor, lo ideal es que no se produzcan caídas de presión elevadas, ni temperaturas elevadas en cada uno de los tramos, así como en la tubería principal.

Hay factores principales que definen el diámetro de las tuberías en un sistema de Vapor:

- El flujo másico de vapor, para así poder determinar el diámetro necesario para la tubería
- El volumen específico de vapor a la presión necesaria en el sistema.
- Velocidad del vapor, acelera la erosión e influye en el ruido. Las Velocidades recomendadas para vapor de proceso de 0 hasta 50 PSI son de 20 a 30 m/s (4000 a 6000 ppm); y normalmente se tienen velocidades más bajas en sistemas de calentamiento a presiones más bajas.
- La presión inicial en la caldera y la caída de presión permitida para todo el sistema de tuberías. Para tramos cortos con flujos continuos la caída de presión podrá ser del 1% al 2% de la presión de línea. La caída total de presión en el sistema no debe de exceder 20% de la presión máxima en la caldera.

El cálculo de diseño de tuberías de vapor se lo puede realizar por medio de monogramas proporcionado por fabricantes, en los que se específica el procedimiento de desarrollo para encontrar el diámetro de la tubería adecuado para nuestro proceso.

d.3.4 TUBERÍAS DE RETORNO DE CONDENSADO

Cuando se dimensiona tuberías de condensado, hay que tener mucho cuidado con 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, esto impide calcular la dimensión de estas tuberías como si se tratara simplemente de tuberías de agua. Se pueden realizar los cálculos de igual forma que en la selección de líneas de vapor, por medio de la utilización de monogramas.

d.3.5 AISLAMIENTO TÉRMICO EN TUBERÍAS DE VAPOR

El aislamiento térmico trata de reducir las elevadas pérdidas térmicas a través del cerramiento de los equipos, depósitos, tuberías y otros. La reducción del flujo de calor aportada por el aislamiento, supone en primer lugar un ahorro importante en la partida correspondiente al costo energético, pero también posibilita el correcto desarrollo de los diferentes procesos industriales.

En resumen se presenta las generalidades del por qué se colocan los aislantes:

- Minimizar las pérdidas de calor o minimizar ganancias de calor (en caso de que el contenido esté por debajo T ambiente)
- Poder transportar fluidos calientes a distancias grandes Ej.: vapor generado en una caldera.
- Suprimir condensaciones
- Reducir el desgaste de equipos cuando está afectado a dilataciones debidas a diferencias de temperatura
- Mejorar las condiciones de trabajo (Seguridad, evitar que el operario se queme).
- Y una muy importante, la reducción de la contaminación ambiental

Características de un buen aislante:

- Baja conductividad calorífica y a poder ser cte. (Ej.: materiales con burbujas de aire)
- Ligero → no recargar el peso de las instalaciones

- Incombustible e imputrefactivo
- Que no sea atacado por roedores o insectos y que no críe bichos
- Inerte
- Fácil de colocar

Materiales aislantes:

- Lana de vidrio (hasta 400-450ºC)
- Lana de roca (algo más de 450ºC)
- Cabul: T = 600 °C
- Poliuretano: temperaturas limitadas
- Materiales con burbujas de aire

d.3.5.1 Selección de aislamiento térmico

Para calcular el aislamiento térmico de tuberías o conductos que transporten fluidos en estado líquido, gas o vapor, se pueden utilizar métodos en los que se calcule el aislante de la tubería en relación a la economía, a las pérdidas de calor en la tubería, al espesor crítico y espesor óptimo de aislamiento, éste último se lo calcula con tablas proporcionadas por fabricantes. En estas tablas se indican los espesores aconsejables de aplicación, en función de las temperaturas de trabajo más usuales, diámetro de la tubería y del rendimiento óptimo del material aislante utilizando lana de vidrio.

d.4 CAPÍTULO IV: TRAMPAS DE VAPOR

Las trampas de vapor son un tipo de válvula automática que filtra el condensado (es decir vapor condensado) y gases no condensables como lo es el aire esto sin dejar escapar al vapor. Las trampas de vapor son usadas para asegurar que no se desperdicie el vapor.

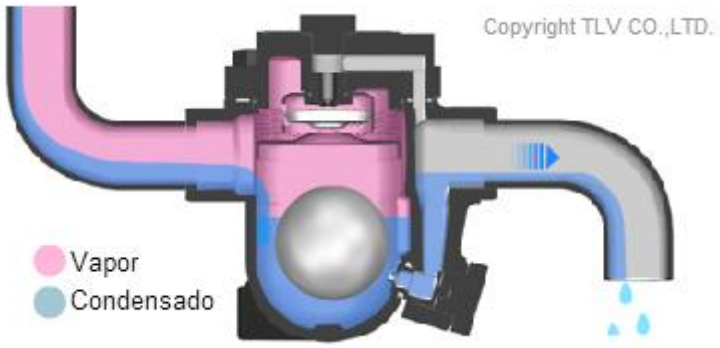


Fig. 4 Trampa de vapor *(Trouble Less Valves(TLV), 2012)*

d.4.1 APLICACIONES DE TRAMPAS DE VAPOR

En todo proceso con vapor debe haber trampas de vapor. La función de la trampa de vapor es extraer el condensado, aire y CO_2 de la unidad calentada por vapor tan rápido como se acumulen. Además para eficiencia y economía general, la trampa también debe proporcionar:

- Pérdida de vapor mínima, ya que una filtración de vapor no reparada puede ser muy costosa.
- Vida larga y servicio confiable.
- Resistencia a la corrosión, ya que las partes que trabajan de una trampa deben ser resistente a la corrosión para combatir las propiedades dañinas del condensado.
- Venteo del aire.
- Operación con contrapresión. Siempre está presente la posibilidad de contrapresión en la línea de retorno. La trampa de vapor debe ser capaz de operar contra la contrapresión real existente en el sistema de retorno.

Entre las diversas aplicaciones de las trampas de vapor en la industria tenemos:

- Donde el vapor calienta directamente materiales sólidos como en autoclaves.
- Donde el vapor indirectamente calienta un líquido a través de una superficie metálica como en intercambiadores de calor y en marmitas.
- Donde el vapor calienta un sólido a través de una superficie metálica como en secadoras.
- Donde el vapor caliente indirectamente aire a través de superficies metálicas como radiadores.

d.4.2 TIPOS DE TRAMPAS DE VAPOR

Existen varios tipos de trampas de vapor (Anexo1: Tabla 16), entre los cuales y más importantes tenemos:

- De flotador y termostática (FT).- La operación de la trampa es muy sencilla y extremadamente eficiente. Un flotador de bola está conectado por un brazo de palanca a la válvula y asiento, y, cuando el condensado llega a cierto nivel en la trampa, el flotador comienza a levantarse y abre el paso del condensado.
- De balde invertido (IB).- La trampa de con balde invertido es una trampa mecánica que opera basada en la diferencia de densidades entre el vapor y el agua
- Trampa termostática de presión balanceada (BPT).- Estas trampas tienen como principio de operación el empleo de una cápsula termostática la cual está rellena de una solución alcohólica, la solución en la cápsula se evapora generando que la trampa se cierre o abra.
- Bimetálicas (SM).- Las trampas bimetálicas emplean como principio de operación el coeficiente de dilatación de los metales correlacionándola con la curva de vapor, para permitir al paso de condensado.
- Termodinámicas (TD).- Emplea como principio de operación las propiedades termodinámicas del agua.

d.4.3 ETAPAS A SEGUIR PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE LAS TRAMPAS DE VAPOR (Spirax Sarco, 2014)

La información que se requiere para dimensionar correctamente una trampa, es la carga de condensado, la presión de entrada, y cualquier contrapresión en la línea de retorno. Para determinar el tamaño exacto se necesitan llevar a cabo las siguientes etapas:

Etapa 1.- Reunir la información requerida.

c) Calcular o estimar la carga máxima de condensado en lb/h o kg/s. como regla general una trampa de ½ pulg, tiene capacidad adecuada para drenar las cargas livianas que se dan en la mayoría de las tuberías de vapor.
d) Presión a la entrada de la trampa. Esta puede ser insignificantemente menor que la presión de vapor en la tubería de suministro. Por ejemplo, en un intercambiador de calor, la presión en la trampa será igual a la presión en la línea menos la caída de presión a través de la válvula de control a la máxima carga.
e) La contrapresión contra la que debe operar la trampa.

Etapa 2.- Aplicar el Factor de seguridad.

El factor de seguridad es la relación entre la máxima capacidad de descarga de la trampa y la carga de condensado que se espera manejar realmente.

Si se puede determinar exactamente la carga de condensado y las condiciones de presión, el factor de seguridad puede ser el mínimo para evitar sobredimensionar la trampa. Las trampas sobredimensionadas, especialmente las de balde invertido y las de presión balanceada, no solo cuestan más inicialmente, sino que también operan menos eficientemente provocando fugas de vapor a alta velocidad que las erosiona prematuramente.

Etapa 3.- Dimensionamiento de las Trampas con Tablas de Capacidad

Asegúrese que las tablas estén basadas en condensado caliente, ya que las tablas que den datos con condensado frío mostrarán capacidades considerablemente altas. Los datos de Spirax Sarco son tomados de ensayos efectuados a diferentes presiones de entrada a de vapor con descarga a la atmósfera.

d.4.4 SELECCIÓN DE TRAMPAS DE VAPOR Y FACTORES DE SEGURIDAD

Para obtener los beneficios totales de las trampas de vapor, es necesario que se seleccione la trampa de tamaño y presión correcta para cada aplicación, y que ésta sea instalada y mantenida en forma apropiada.

El trampeo unitario es el uso de una trampa de vapor separada en cada unidad condensadora de vapor, incluyendo, siempre que sea posible, cada caja de vapor o serpentín separado de una máquina individual. A veces es necesario que uno calcule el tamaño de las trampas, pero esto es sencillo cuando se conoce o se puede calcular:

- Cargas de condensado
- El factor de seguridad que debe usarse
- La presión diferencial
- La presión máxima permitida

d.4.4.1 Trampeo del cabezal de vapor

Es importante trampear el cabezal de forma correcta para asegurarse que cualquier substancia indeseable (agua de la caldera y/o partículas) será removida del vapor antes de que sea distribuido. Las trampas de vapor que le dan servicio al cabezal deben ser capaces de descargar grandes cantidades de condensado y partículas en forma instantánea. Resistencia al impacto hidráulico debe ser otro factor importante al seleccionar el tipo de la trampa.

Un factor de seguridad de 1.5 es recomendado para prácticamente cualquier cabezal de vapor. La capacidad requerida para la trampa se puede calcular mediante la siguiente fórmula: (Armstrong, 2012)

$$\textbf{Capacidad Requerida para la Trampa} = \textbf{Factor de seguridad} \times \textbf{carga conectada}\ (\textbf{x calderas}) \times \textbf{acarreo anticipado}(\textbf{10}\%)$$

(Ecuación 14)

d.4.4.2 Trampeo del sistema de calefacción (Radiadores Aletados)

Se pueden usar tablas para calcular con una precisión suficiente la selección de las trampas. El uso de las mismas se detalla en la metodología de cálculo correspondiente a las trampas de vapor.

El factor de seguridad se recomienda para:

- Compensar por el riesgo de cortocircuito que existe al tener múltiples tubos en el calentador.
- Asegurar capacidad adecuada de la trampa para cubrir condiciones severas de operación.
- Asegurar que se remueven al aire y los no-condensables. (Armstrong, 2012)

d.4.4.3 Trampeo de Serpentín e Intercambiadores de Tubos y Coraza

Un tipo de serpentín sumergido es el intercambiador de calor de tubos y coraza. En estos intercambiadores se instalan varios tubos dentro de una cámara o coraza con un área libre reducida. Esto básicamente asegura que siempre haya contacto entre los tubos y el fluido viajando en la coraza. Aun cuando el término sumergido implica que el vapor fluye en los tubos y que los tubos están sumergidos en el fluido siendo calentado, lo opuesto también puede ser implementado, con el vapor en la coraza y el líquido en los tubos.

Para determinar la carga de condensado en intercambiadores de tubos y coraza, si es que se conoce la capacidad nominal, se usa la fórmula dada a continuación: (Armstrong, 2012)

$$\boldsymbol{Q = \frac{L \times \Delta T \times Cp \times 60 \times Sg}{H}} \qquad \textbf{(Ecuación 15)}$$

Donde:

Q: carga de condensado, en kg/h
L: Flujo del líquido, en lit/min
ΔT: Incremento en temperatura, en °C

Cp: Calor específico del líquido, en kJ/kg °C

60: 60 min/h

Sg: Gravedad específica del líquido

H: Calor latente del vapor, en kJ/kg

Si solo se conocen las dimensiones del serpentín, úsese la fórmula dada para serpentines estampados. Asegúrese de seleccionar el factor "U" apropiado. (Armstrong, 2012)

$$\mathbf{Q = A \times U \times D_m} \qquad \textbf{(Ecuación 16)}$$

Donde:

Q: Calor transferido total (kJ/h)

A: Área de la superficie exterior del serpentín (m^2)

U: Factor global de transferencia de calor ($kJ/h \cdot m^2 \cdot °C$)

D_m: Promedio logarítmico de diferencia de temperaturas entre el vapor y líquido (°C)

$$\mathbf{D_m = \frac{D_1 - D_2}{\ln \frac{D_1}{D_2}}} \qquad \textbf{(Ecuación 17)}$$

D_1: Diferencia de temperaturas menor

D_2: Diferencia de temperaturas mayor

d.4.5 LOCALIZACIÓN DE LAS TRAMPAS DE VAPOR

Para nuestro caso las trampas de vapor serán colocadas debajo del equipo o de la tubería que se quiere drenar para permitir al condensado fluir con gravedad hacia ella. Las trampas que drenan tuberías de retorno elevadas (tuberías ascendentes), se instalan frecuentemente cerca del piso para facilitar su mantenimiento. Hay que evitar el montaje de tramos horizontales largos antes de la tubería de la trampa. La tubería vertical de bajada (tubería descendente), se recomienda que sea de un diámetro mayor que el de la trampa.

Además de todas estas recomendaciones, hay que tener en cuenta que se debe utilizar una trampa para cada unidad del equipo que emplea vapor.

d.5 CAPÍTULO V: APLICACIÓN DEL VAPOR EN EL BANCO DE PRUEBAS DE PLANTAS DE VAPOR

d.5.1 INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

Muchas demandas industriales requieren el uso de un gran número de cargadores o calentadores de doble tubo. Estos ocupan demasiada área superficial y presentan además un número considerable de puntos en los cuales se pueden presentar fugas. Cuando se requieren superficies grandes de transferencia de calor, pueden ser obtenidas por medio de un equipo de tubo y coraza, estos ocupan menos área y realizan el mismo servicio.

Éste tipo de intercambiador consiste en un haz de tubos, por donde se hace pasar una corriente de intercambio, que se introducen dentro de una coraza en cuyo interior hace circular la otra corriente de intercambio. (Thermoequipos C.A., 2010)

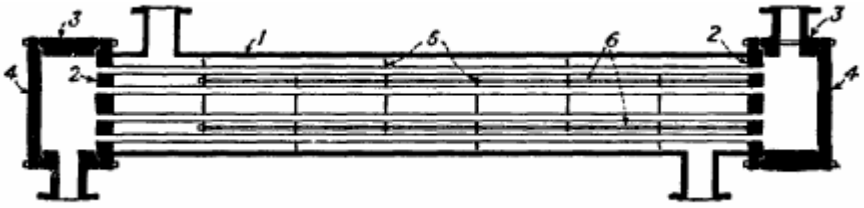


Fig. 5 Intercambiador de Calor de Tubo y Coraza *(Perry, y otros)*

Las partes esenciales son la Coraza (1), equipada con una entrada y una salida, tiene uno o dos cabezales de tubos o espejos (2) a ambos lados, que también sirven como bridas para fijar los carretes (3) y sus respectivas tapas (4), los deflectores transversales (5) en el lado de la coraza

Tubos para intercambiadores de calor.- Estos se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, acero inoxidable, cobre, admiralty, etc. Se pueden obtener en diferentes grosores de pared. El área que poseen estos tubos representa el área de transferencia de calor que posee el intercambiador.

Espaciado de los tubos.- Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno del otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejo en el caso de ser instalados con

expandibles. Los tubos se colocan en arreglos ya sea triangulares o cuadrados, tal como se muestran en la siguiente figura:

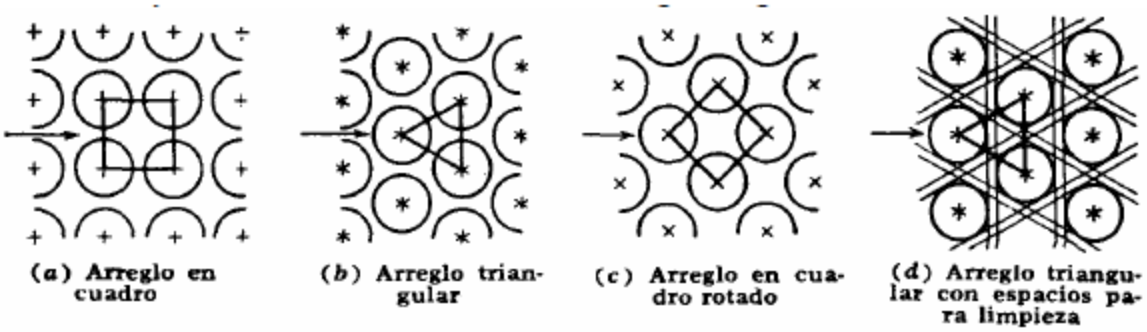


Fig. 6 Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores *(Perry, y otros)*

Corazas.- Las corazas se fabrican en tuberías de acero. El diámetro varía de acuerdo a las dimensiones de diseño del equipo.

Cabezal, Espejo o Placa.- Es la pieza metálica de la que se sujetan los tubos, ésta debe ser de un material similar al de los tubos para evitar la corrosión galvánica y debe tener un espesor considerable para soportar las condiciones de operación (presión, temperatura y corrosión).

d.5.1.1 Intercambiadores 1-2 con tubos en U

El intercambiador en el cual el fluido de la coraza fluye en un paso por la coraza y el fluido de los tubos en dos o más pasos. Se emplea una sola tapa con una división para permitir la entrada y salida del fluido de los tubos por la misma tapa. En el extremo opuesto del intercambiador está colocado un bonete o una división para permitir que el fluido de los tubos pase del primero al segundo paso.

El intercambiador 1-2 que se muestra a continuación, está formado por tubos que se doblan en forma de U y se rolan después en la tapa (espejo o cabezal de tubos).

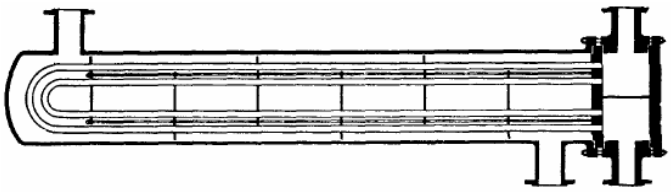


Fig. 7 Intercambiador 1-2 con cabezal flotante de arrastre. *(Perry, y otros)*

Los tubos pueden dilatarse libremente, eliminando la necesidad del cabezal de tubos flotante, la tapa del cabezal, la brida de la coraza y la tapa removible de esta última.

d.5.1.2 Análisis de los intercambiadores de calor

Existen varios métodos para el diseño de intercambiadores de calor, estos son:

- Método de Donohue
- Método de Tinker
- Método de Bell-Delaware
- Método de la temperatura media logarítmica (LDMT)
- Método de Kern

Para éste caso serán analizados los siguientes métodos:

d.5.1.2.1 Método de diferencia media logarítmica (LDMT o ΔT_{ML})

La diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente y frío varía a lo largo del intercambiador y resulta conveniente tener una diferencia media de temperaturas logarítmicas para usarse en la siguiente ecuación:

$$\mathbf{Q = U \times A_s \times LMTD} \qquad \textbf{(Ecuación 18)}$$

Donde:

Q: Velocidad de transferencia de calor (W)

U: Coeficiente global de transferencia de calor ($W/m^{2}°C$)
A_s: Área de transferencia de calor (m^2)

El método de LDMT es el más apropiado para seleccionar un intercambiador de calor o determinar el tamaño que logre un cambio de temperatura específica de una corriente de fluido de gasto de masa conocido.

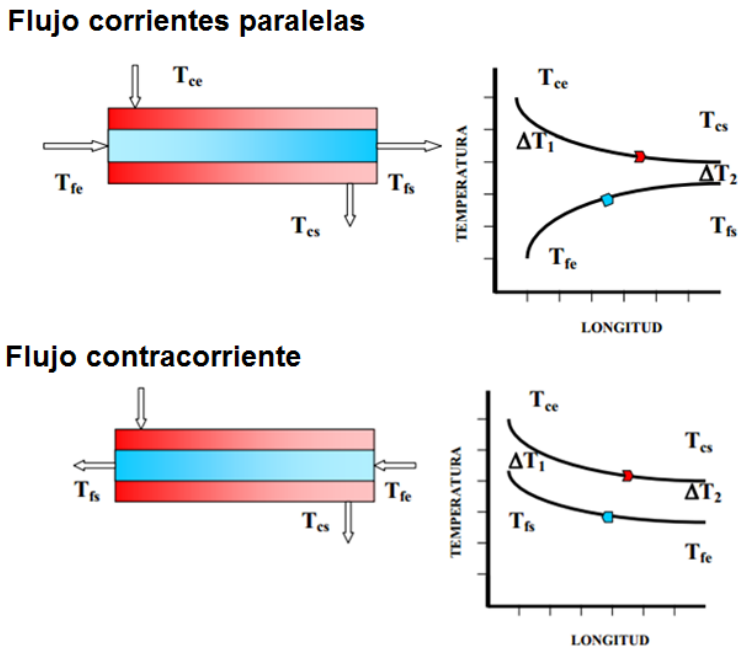


Fig. 8 Distribución de temperatura en un intercambiador de calor *(Thermoequipos C.A., 2010)*

Se calcula la LDMT con la siguiente fórmula:

$$\mathbf{LDMT} = \frac{\mathbf{\Delta T_1 - \Delta T_2}}{\mathbf{ln}\left(\frac{\mathbf{\Delta T_1}}{\mathbf{\Delta T_2}}\right)} \qquad \textbf{(Ecuación 19)}$$

$$\mathbf{\Delta T_1} = \mathbf{T_{fc\ sal}} - \mathbf{T_{ff\ ent}} \qquad \textbf{(Ecuación 20)}$$

$$\mathbf{\Delta T_2} = \mathbf{T_{fc\ ent}} - \mathbf{T_{ff\ sal}} \qquad \textbf{(Ecuación 21)}$$

Reemplazando las ecuaciones 20 y 21 en ecuación 19 tenemos:

$$\mathbf{LDMT} = \frac{\mathbf{(T_{fc\ sal} - T_{ff\ ent}) - (T_{fc\ ent} - T_{ff\ sal})}}{\mathbf{ln}\left(\frac{\mathbf{T_{fc\ sal} - T_{ff\ ent}}}{\mathbf{T_{fc\ ent} - T_{ff\ sal}}}\right)} \qquad \textbf{(Ecuación 22)}$$

Donde (todas en °C):

$T_{fc\ ent}$: Temperatura del fluido caliente a la entrada del intercambiador

$T_{fc\ sal}$: Temperatura del fluido caliente a la salida del intercambiador

$T_{ff\ ent}$: Temperatura del fluido frío a la entrada del intercambiador

$T_{ff\ sal}$: Temperatura del fluido frío a la salida del intercambiador

El cálculo de la diferencia media de temperatura en cambiadores de varios pasos, o en cambiadores de flujo cruzado, es mucho más complejo que en el caso de cambiadores con flujo en una sola dirección. A pesar de esta mayor complejidad, pueden obtenerse las expresiones matemáticas de las correspondientes diferencias medias de temperatura, mediante consideraciones semejantes a las empleadas en la deducción de la diferencia logarítmica media, obteniéndose expresiones que son función de las temperaturas terminales del cambiador.

La siguiente figura muestra un perfil típico de temperaturas para un intercambiador con un paso en el lado de la coraza y dos pasos en el lado de los tubos (intercambiador 1-2).

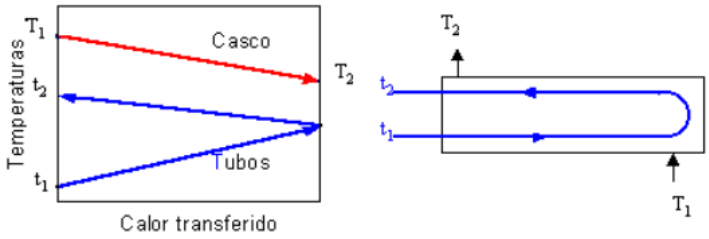


Fig. 9 Grafica de flujo de un intercambiador 1-2 *(Thermoequipos C.A., 2010)*

Se debe estimar la "**diferencia de temperaturas verdadera**" a partir de la diferencia de temperaturas media logarítmica multiplicada por un factor de corrección para compensar la desviación de un real flujo en contracorriente. Se utilizará la siguiente fórmula:

$$\Delta T = F_t \times LDMT \qquad \textbf{(Ecuación 23)}$$

Donde:

F_t: Factor de corrección de temperatura (factor térmico)

$$F_t = \sqrt{\frac{R^2+1}{R^2-1}} \times \frac{\ln\left[\frac{1-S}{1-RS}\right]}{\ln\left[\frac{2-RS+1-\sqrt{(R^2+1)}}{2-RS+1+\sqrt{(R^2+1)}}\right]} \qquad \textbf{(Ecuación 24)}$$

Donde:

R y S: Factores de corrección

$$R = \frac{T_{fc\ ent} - T_{fc\ sal}}{T_{ff\ sal} - T_{ff\ ent}} \qquad \textbf{(Ecuación 25)}$$

$$\mathbf{S = \frac{T_{ff\ sal} - T_{ff\ ent}}{T_{fc\ ent} - T_{ff\ ent}}} \qquad \textbf{(Ecuación 26)}$$

d.5.1.2.2 Método de Kern

Éste método ha sido adoptado como un estándar por la industria durante muchos años. Las correlaciones para el cálculo de la transferencia de calor y la pérdida de carga se obtuvieron de intercambiadores estándar con un corte de deflector (distribuidores internos) del 25 % (una decisión acertada porque en la mayoría de los casos es el mejor diseño). (Vega, 2012)

A continuación se explica en detalle el procedimiento para diseñar un intercambiador de calor de tubo y coraza basado en el método de Kern:

- Determinar Q
- Determinar LMDT
- Calcular los factores de corrección R y S
- Calcular el Factor de corrección de la temperatura media logarítmica
- Hallar un valor aproximado del coeficiente global de transferencia de calor
- Hacer una selección previa de los tubos a utilizar en cuanto a tubos normalizados con su diámetro exterior e interior y escoger una longitud dada del tubo L.
- Calcular el área de flujo transversal
- Calcular el área de un tubo
- Calcular el número de tubos
- Elegir un arreglo y un paso entre los tubos
- Calcular el diámetro del haz de tubos

Determinación Q

$$\mathbf{Q = m_{fc} \times (T_{fc\ ent} - T_{fc\ sal}) = m_{ff} \times C_{p\ ff}(T_{ff\ sal} - T_{ff\ ent})} \qquad \textbf{(Ecuación 27)}$$

Donde:

m_{fc}: Flujo másico del fluido caliente (kg/s)
$C_{p\ fc}$: Calor específico del fluido caliente (J/kg·K)

m_{ff}: Flujo másico del fluido frío (kg/s)
$C_{p\ ff}$: Calor específico del fluido frío en (J/kg·K)

Hacer una selección previa de los tubos a utilizar en cuanto a tubos normalizados con su diámetro exterior e interior y escoger una longitud dada del tubo L.

Escogemos un diseño previo, utilizaremos las siguientes fórmulas para diseños rápidos (Aguilar Osorio, y otros, 2010)**:**

- Escogemos un diámetro para la coraza y luego calculamos la longitud de la coraza:

$$\mathbf{L_s = L_t - 2(t_{ts} - P_{ts})} \qquad \textbf{(Ecuación 28)}$$

Donde:

L_t: Longitud total de los tubos
t_{ts}: Espesor del espejo
P_{ts}: Profundidad del canal de los espejos para tener una mejor unión entre coraza y espejos

- Seleccionamos el arreglo de tubos más apropiado.
- Seleccionamos el paso de fluido por los tubos

$$\mathbf{L_{tp} = f_p D_{et}} \qquad \textbf{(Ecuación 29)}$$

Donde:

f_p: Factor de conversión (valor 1.5)
D_{et}: Diámetro exterior de los tubos

- Diámetro exterior de los arreglos de tubos:

$$\mathbf{D_{otl} = D_{is} - L_{bb}} \qquad \textbf{(Ecuación 30)}$$

Donde:

D_{is}: Diámetro interno de la coraza
L_{bb}: Claro entre la coraza y el arreglo de tubos

- Diámetro del arreglo de tubos:

$$\mathbf{D_{ctl} = \frac{D_{otl} - D_{et}}{2}} \qquad \textbf{(Ecuación 31)}$$

- Número de tubos:

$$\mathbf{N_{tt} = \frac{0.78 D_{ctl}^2}{C_1 L_{tp}^2}} \qquad \textbf{(Ecuación 32)}$$

Donde:

C_1: Constante (de arreglo triangular 0.866)

- Área de transferencia de calor:

$$\mathbf{A_{tt} = \pi D_{it} L_t N_{tt}} \qquad \textbf{(Ecuación 33)}$$

Donde:

D_{it}: Diámetro interno de los tubos.

Área de flujo transversal

$$\mathbf{A = \frac{Q}{U \times \Delta T}} \qquad \textbf{(Ecuación 34)}$$

Área de un tubo

$$\mathbf{A_{tubo} = \pi d_o \times L} \qquad \textbf{(Ecuación 35)}$$

Donde:

d_o: Diámetro exterior del tubo (m)
L: Longitud del tubo (m)

Número de tubos

$$\mathbf{N_t = \frac{A}{A_{tubo}}} \qquad \textbf{(Ecuación 36)}$$

Diámetro del haz de tubos

$$\mathbf{D_b = d_o \left(\frac{N_t}{K_1}\right)^{\frac{1}{n_1}}} \qquad \textbf{(Ecuación 37)}$$

Donde los valores de K_1 y n_1 se los encuentra por tabla (Anexo 1: Tabla 19).

Para calcular el diámetro equivalente o diámetro hidráulico de la coraza:

Para distribución triangular equilátera:

$$\mathbf{d_e = \frac{1.10}{d_o}\left(P_t^2 - 0.917 d_o^2\right)} \qquad \textbf{(Ecuación 38)}$$

Donde:

$P_t =$ es la presión en el intercambiador

d. 5.2 SISTEMA DE CALEFACCIÓN (RADIADORES ALETADOS)

Para el caso de paredes en las cuales estén en contacto con algún tipo de fluido interesa obtener el flujo transferencia de calor, en función de un área y de las temperaturas superior e interior (sin tener en cuenta las temperaturas intermedias) siguiendo el modelo de la ley de enfriamiento de Newton descrita anteriormente en la ecuación 18.

La transferencia de calor de una primera superficie puede aumentarse añadiendo aletas o superficies extendidas para aumentar el área disponible para la transferencia de calor. Las aletas proporcionan un cambio de calor más compacto con bajo costo en materiales para un requerimiento dado.

Las aletas pueden ser con secciones transversales rectangulares, como tiras que se anexan a lo largo de un tubo, se les llama aletas longitudinales; de igual forma también discos anulares concéntricos alrededor de un tubo, se les llama aletas circunferenciales, o placas planas a lo largo del tubo, se les llama aletas planas. El espesor de las aletas puede ser uniforme o variable.

Cuando usamos aletas planas altas, es recomendable construirlas de aluminio delgado, comúnmente de 0.4 mm de espesor y entre 12 y 35 mm de alto. Deben ser ubicadas

usualmente entre 75 a 230 aletas/m, en el orden de 10 a 20 mm. El aluminio normalmente se usa como el material de la aleta debido a su alta conductibilidad térmica y el costo relativamente bajo.

Generalmente éste tipo de aletas planas son usados en una amplia gama de aplicaciones, desde evaporadores a intercambiadores de calor compactos, como los radiadores y los refrigeradores criogénicos, en éste caso son referidos como tubos con aletas planas.

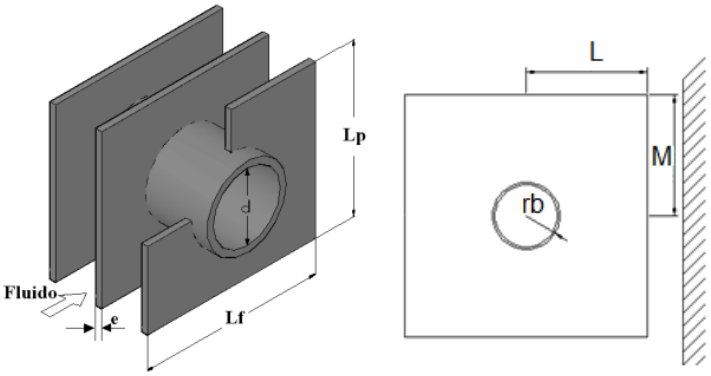


Fig. 10 Tubo con aletas planas *(Peñaloza Pérez, y otros, 2009)*

De igual forma que en el intercambiador tubo y coraza, es necesario utilizar un pre-diseño del equipo que nos brinde las características necesarias para los cálculos de diseño. Iniciamos con el cálculo de eficiencia del tipo de aleta escogida, y para esto se debe encontrar el valor de la resistencia térmica (Φ_{max}) con ayuda de, dicho valor es la intersección entre los siguientes valores:

$$\frac{\mathbf{M}}{\mathbf{r_b}} \ \mathbf{y} \ \frac{\mathbf{L}}{\mathbf{M}}$$

Luego encontramos la Resistencia de la aleta (R_{fmax})($\frac{m^2°C}{W}$) con la siguiente fórmula:

$$\mathbf{\Phi_{max}} = \frac{\mathbf{R_{fmax} \times k \times t}}{\mathbf{M^2}} \qquad \textbf{(Ecuación 39)}$$

Despejamos R_{fmax}:

$$\mathbf{R_{fmax}} = \frac{\mathbf{\Phi_{max} \times M^2}}{\mathbf{k \times t}} \qquad \textbf{(Ecuación 40)}$$

Donde:

k: Conductividad térmica (aluminio 237 W/m°C)

t: Espesor de la base de la aleta (m)

L: Longitud de la aleta (m)

Calculamos una primera aproximación de la eficiencia de la aleta (η_f) con la siguiente ecuación asumiendo que $R_f = R_{fmax}$:

$$\mathbf{R_f = R_{fmax} = \frac{1}{h_a}\left(\frac{1}{\eta_f} - 1\right)} \qquad \textbf{(Ecuación 41)}$$

$$\mathbf{\eta_f = \frac{1}{1 + R_{fmax} \times h_a}} \qquad \textbf{(Ecuación 42)}$$

Donde:

h_a: Coeficiente de transferencia de calor por convección para el aire ($W/m^2°C$)

Aplicamos un factor de corrección (Φ/Φ_{max}) que obtenemos a partir de la tabla 23 del anexo 1 en función de las condiciones iniciales.

Realizamos una relación entre Φ y Φ_{max} para obtener R_f, entonces tendremos:

$$\mathbf{R_f = \frac{\Phi}{\Phi_{max}} \times R_{fmax}} \qquad \textbf{(Ecuación 43)}$$

Obtenidos los valores anteriores se podrá calcular la eficiencia real de la aleta con la ecuación 42.

La eficiencia del conjunto de aletas la encontramos con la siguiente fórmula:

$$\mathbf{\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f)} \qquad \textbf{(Ecuación 44)}$$

$$\mathbf{A = A_f + A_p} \qquad \textbf{(Ecuación 45)}$$

$$\mathbf{A_f = \left(A_{cara\ de\ aleta} + A_{por\ espesor\ de\ aleta} - A_{agujero\ de\ aleta}\right) \times N} \qquad \textbf{(Ecuación 46)}$$

$$\mathbf{A_f = \left[2(L \times M) + 2(L \times M)t - 2\left(\frac{\pi \times r_b^{\,2}}{4}\right)\right] \times N} \qquad \textbf{(Ecuación 47)}$$

$$\mathbf{A_p = A_{exterior\ del\ tubo} - A_{bajo\ las\ aletas}} \qquad \textbf{(Ecuación 48)}$$

$$\mathbf{A_p = (\pi \times 2r_b \times Lt) - (\pi \times 2r_b \times t \times N)} \qquad \textbf{(Ecuación 49)}$$

Donde:

A: Área total de transferencia de calor

A_f: Área de transferencia de calor de las aletas

N: Número de aletas

A_p: Área del tubo libre de aleta

Lt: Longitud de los tubos

Determinamos el coeficiente ce convección para un banco de tubos con aletas (h_{fa}):

$$\mathbf{h_{fa} = h_a \left(\frac{A}{A_o}\right) \eta_f} \qquad \textbf{(Ecuación 50)}$$

$$\mathbf{A_o = A_{tubo} = \pi r_b \times Lt} \qquad \textbf{(Ecuación 51)}$$

Luego de realizar el diseño previo se procederá a resolver el circuito térmico como el que se presenta a continuación y encontrar las temperaturas deseadas.

En éste equipo se tendrá condiciones de transferencia de calor por conducción y convección a través de las paredes y fluido, es por esta razón que es necesario el estudio de dichas condiciones, y se podrá utilizar el uso de un Circuito Eléctrico Análogo, en el que se deberán encontrar los valores de las resistencias térmicas en el circuito.

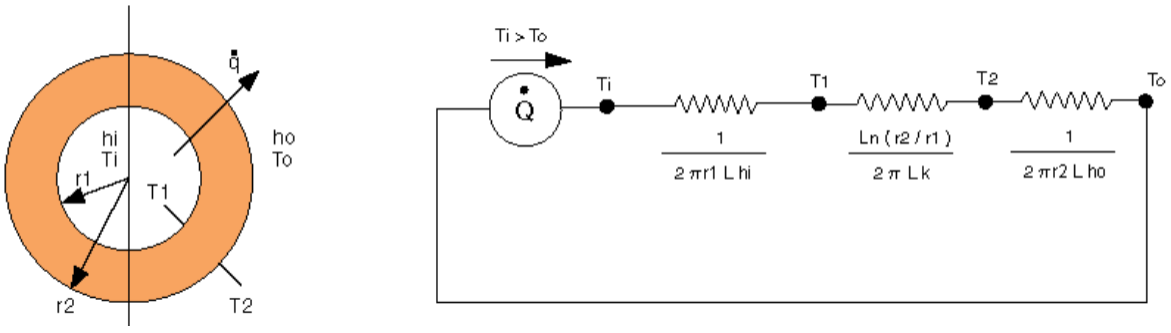


Fig. 11Circuito eléctrico análogo (Thermoequipos C.A., 2010)

Resistencia de conducción de una pared cilíndrica

$$\mathbf{R_{cond}} = \frac{\mathbf{\ln(r_2/r_1)}}{\mathbf{2\pi KL}} \qquad \textbf{(Ecuación 52)}$$

Donde:

r_1: Radio interno del cilindro (m)

r_2: Radio externo del cilindro (m)

k: Conductividad térmica del material (W/mK)

L: Longitud (m)

Resistencia de convección de una pared cilíndrica:

$$\mathbf{R_{conv}} = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{2\pi r_2 Lh}} \qquad \textbf{(Ecuación 53)}$$

Donde:

h: Coeficiente de convección (W/m^2 K)

Resistencia térmica por contacto:

$$\mathbf{RT_c} = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{h_c}} = \frac{\mathbf{\Delta T_{interface}}}{\mathbf{Q/A}} \qquad \textbf{(Ecuación 54)}$$

Donde:

$\Delta T_{interface}$: Diferencia de temperatura entre las superficies de contacto (°C)

Q: Velocidad de transferencia de calor (W)

h_c: Conductancia térmica por contacto (W/m^{2}K)

A: Área de contacto (m^2)

Coeficiente global de transferencia de calor:

$$\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{U}} = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{h_v \times \eta_o}} + \mathbf{R_{fi}}\left(\frac{\mathbf{A}}{\mathbf{A_i}}\right) + \mathbf{R_w} + \frac{\mathbf{R_{fo}}}{\mathbf{\eta_o}} + \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{h_{fa}}}\left(\frac{\mathbf{A}}{\mathbf{A_i}}\right) \qquad \textbf{(Ecuación 55)}$$

$$\mathbf{R_w} = \frac{\mathbf{t}}{\mathbf{k_{cobre}}}\left[\frac{\mathbf{D+2\times N\times l(D+l)}}{\mathbf{D-t}}\right] \qquad \textbf{(Ecuación 56)}$$

Donde:

h_v: Coeficiente de convección en el interior de los tubos (W/m^2 K)

η_o: Rendimiento del sistema de tubos aletados

R_{fi}: Resistencia de incrustación en la superficie interna del tubo (m^2 K/ W)

A: Área total externa de transferencia de calor (m^2)

A_i: Área total interna de transferencia de calor (m^2)

R_w: Resistencia de pared respecto a la superficie externa del tubo (m^2 K/ W)

R_{fo}: Resistencia de incrustación en la superficie externa del tubo (m^2 K/ W)

h_{fa}: Coeficiente de convección para el banco de tubos con aletas (W/m^2 K)

D: Diámetro externo del tubo o diámetro de la raíz de la aleta (m)

l: Altura de la aleta (m)

t: Espesor del tubo (m)

N: Número de aletas por metro

k_{cobre}: Conductividad térmica del cobre

Diferencia Térmica Media Logarítmica de un calefactor:

$$\mathbf{LDMT} = \frac{(\mathbf{T_v} - \mathbf{T_{ff}}) - (\mathbf{T_v} - \mathbf{T_{fc}})}{\ln\left(\frac{\mathbf{T_v} - \mathbf{T_{ff}}}{\mathbf{T_v} - \mathbf{T_{fc}}}\right)} \qquad \textbf{(Ecuación 57)}$$

Donde (°C):

T_v: Temperatura del vapor

T_{ff}: Temperatura del fluido frío

T_{fc}: Temperatura del fluido caliente

d.5.3 EFICIENCIA ENERGÉTICA

d.5.3.1 Pérdidas de calor en la tubería

El cálculo de pérdidas de calor en tuberías puede ser muy complicado y puede conllevar cierto tiempo, asumiendo que datos tales como: el espesor de la tubería; los coeficientes de transferencia de calor y varias constantes derivadas no están fácilmente disponibles. Actualmente en el mercado se encuentran disponible abundantes programas de computación para el diseño ingenieril. Así, las pérdidas de calor en las tuberías pueden

ser fácilmente encontradas mediante tablas y ecuaciones simples. En las tablas se asume las condiciones ambientales y considera las pérdidas de calor de tuberías horizontales desnudas de diferentes tamaños con contenido de vapor a varias presiones. Si una tubería con aislamiento proporciona una reducción en las pérdidas de calor, entonces se multiplica por un factor proporcional al porcentaje al cual se reducen dichas pérdidas, con relación a la tubería sin aislamiento. La siguiente ecuación muestra lo mencionado anteriormente:

$$\mathbf{m} = \frac{\mathbf{Q \times L \times 3.6}}{\mathbf{h_{fg}}} \times \boldsymbol{F} \qquad \textbf{(Ecuación 58)}$$

Donde:

m: Tasa de condensación en kg/h

Q: Emisión de calor en W/m (Anexo 1: Tabla 29)

L: Longitud de la tubería en metros

h_{fg}: Entalpía de evaporación en kJ/kg

F: Factor de aislamiento, 1 para tuberías desnudas y 0.1 para buen aislamiento.

Las pérdidas de calor en tuberías con fugas de vapor, en función de diámetro del orificio y la presión del vapor, se las puede calcular con la siguiente fórmula:

$$\mathbf{M_L = 0.53 \times d^2 \times P^{0.8}} \qquad \textbf{(Ecuación 59)}$$

Donde:

M_L: Masa del vapor en kg/h

d: Diámetro del orificio en milímetros

P: Presión del vapor en bar

Luego de obtener la tasa de condensado en la tubería aislada y la masa de vapor que escapa por los orificios que puedan existir en la tubería, se puede calcular el costo del vapor que se estaría desperdiciando por las pérdidas de calor en la tubería, dicho costo se lo puede calcular con la siguiente expresión:

$$\textbf{Costo} = \frac{\textbf{Costo del vapor}_{\textbf{a presión de servicio}}}{\textbf{1000 lb}} \times \textbf{Pérdidas de calor en la tuberia}$$

(Ecuación 60)

El costo del vapor a la presión de servicio lo calculamos con la siguiente expresión y todos los valores en unidades inglesas:

$$\textbf{Costo del vapor}_{\textbf{a presión de servicio}} = \frac{\textbf{Presión}_{\textbf{combustible}}}{\textbf{Poder calorífico}_{\textbf{combustible}}} \times \textbf{1000} \times \textbf{Vapor neto} \times \frac{\textbf{100}}{\textbf{eficiencia de combustión}}$$

(Ecuación 61)

$$\textbf{Vapor neto} = \textbf{Calor latente vapor} - \textbf{Cantidad de energía neta en T. A.}$$

(Ecuación 62)

T.A.: Tanque de alimentación

$$\textbf{Cantidad de energía neta en T. A.} = \textbf{Temperatura del T. A.} - \textbf{Temperatura de agua de reposición}$$

(Ecuación 63)

Solo en éste caso °F= BTU/lb o °C=kcal/kg

e.- MATERIALES Y MÉTODOS

e.1 MATERIALES

Tubo de acero negro cedula 40 de 1 in	1 tubo de 6 metros
Tubo de acero negro cedula 40 de ½ in	1 tubo de 6 metros
Tubo de 4 in	1 metro
Tubo de 2 ½ in	0.5 metro
Plancha de aluminio 0.4mm	1 unidad
Plancha de Plywood 12 mm	2 unidades
Tubo cuadrado 1 x 1/4	6 tubos de 6 metros
Trampas de vapor	3 unidades
Bomba de ½ HP	2 unidades
Tubo CPVC para agua caliente 1 in	2 metros
Tubo CPVC para agua caliente ½ in	3 metros
Tubo de cobre ¾ in	2 metros
Tubo de cobre 3/8 in	7 metros
Codo HG de 1 in	6 unidades
Codo HG de ½ in	14 unidades
Codo PVC de 1in	3 unidades
Codo PVC de ½ in	4 unidades
Codo cobre de ¾ in	6 unidades
Neplo HG de 1 in	30 unidades
Neplo HG de ½ in	27 unidades
Te HG de 1 in	6 unidades
Te Hg de ½ in	5 unidades
Válvula de globo 1 in	9 unidades
Válvula de globo ½ in	7 unidades
Válvula de compuerta 1 in	4 unidades
Válvula de paso	5 unidades
Unión universal HG de 1 in	10 unidades
Unión universal HG de ½ in	6 unidades
Unión universal PVC de 1 in	2 unidades
Unión universal PVC de ½ in	2 unidades
Union roscada de cobre ¾ in	2 unidades
Codo cachimba de ½ in	4 unidades
Acople para cisterna de 1 in	2 unidades
Acople para cisterna de ½ in	1 unidad
Teflón	10 unidades
Unión de cobre tubo liso a rosca de ¾	2 unidades
Plancha de aluminio liso, espesor 0.4mm	1 unidad
Abrazadera de ¾ in	4 unidades
Cinta de aluminio	1 rollo
Interruptor de posición	2 unidades
Caja de mando	1 unidad
Control de temperatura	1 unidad

Tanque de aire para buceo	1 unidad
Tanque plástico	1 unidad
Manómetros (psi)	4 unidades
Botonera de arranque y paro	2 unidades
Tubo plástico corrugado	5 metros
Alambre de cobre # 10	10 metros
Alambre de cobre # 12	4 metros
Pintura esmalte mate gris	¼ de litro
Pintura esmalte negra	1 litro

e.2 MÉTODOS

Para el desarrollo de éste proyecto se utilizó la metodología que se describe a continuación, la misma que permitió ordenar y procesar la información a utilizar en la elaboración del proceso de cálculo del banco de pruebas.

METODOLOGÍA DE DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS DE PLANTAS DE VAPOR

SELECCIÓN DEL GENERADOR DE VAPOR.- se analizaron las características del generador existente en el laboratorio de energía y fluidos, siendo las siguientes:

- Análisis térmico del calderín E-LEF-012 seleccionado
- Características de funcionamiento del calderín a utilizar en la construcción del banco de pruebas de platas de vapor

CÁLCULO DEL SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN.- se siguieron los siguientes pasos:

- Capacidad y dimensión del tanque de agua de alimentación
- Diseño del tanque de almacenamiento
- Cálculo y selección de las bombas de agua de alimentación

CÁLCULO DE LAS LÍNEAS DE VAPOR Y CONDENSADO.- selección de las líneas de distribución de vapor y retorno de condensado.

- Diseño del cabezal de vapor (distribuidor de vapor)
- Diámetro de la tubería de vapor
- Diámetro de la tubería de retorno de condensado
- Selección de aislamiento térmico de tuberías

DISEÑO DE LOS EQUIPOS CONSUMIDORES DE VAPOR.- se diseñaron los equipos que utilizarán el vapor producido por el calderín, estos serán utilizados como objetos de estudio en las prácticas que se realicen en el banco se pruebas.

- Diseño del sistema de calefacción (Radiadores Aletados)

- Diseño del intercambiador de calor de tubos y coraza

SELECCIÓN DE TRAMPAS DE VAPOR.- estas trampas limitaran el paso de vapor a las líneas de retorno de condensado.

- Trampeo del Cabezal de Vapor
- Trampeo del sistema de calefacción (Radiadores Aletados)
- Trampeo de Serpentín e Intercambiadores de Tubos y Coraza

ELABORACIÓN DE LAS GUÍAS DE PRÁCTICAS.- se utilizarán para desarrollar las prácticas en el banco de pruebas.

f.- RESULTADOS

f.1 SELECCIÓN DEL GENERADOR DE VAPOR

f.1.1 ANÁLISIS TÉRMICO DEL CALDERÍN SELECCIONADO

El calderín existente en el laboratorio de energía y fluidos (E-FEL-012) consta de diseño térmico y el diseño mecánico realizado por los constructores, y para verificar las características técnicas del calderín se realizara otro estudio térmico de transferencia de calor para comparar los resultados de los dos estudios.

Estudio Térmico.- El análisis térmico del calderín tiene por objetivo obtener los datos de funcionamiento y operación del mismo, así como el consumo de combustible, masa del combustible y del aire para la combustión, la temperatura de llama adiabática, el calor total requerido para el funcionamiento del calderín y temperatura de los gases mediante un análisis termodinámico.

Valores de datos de entrada

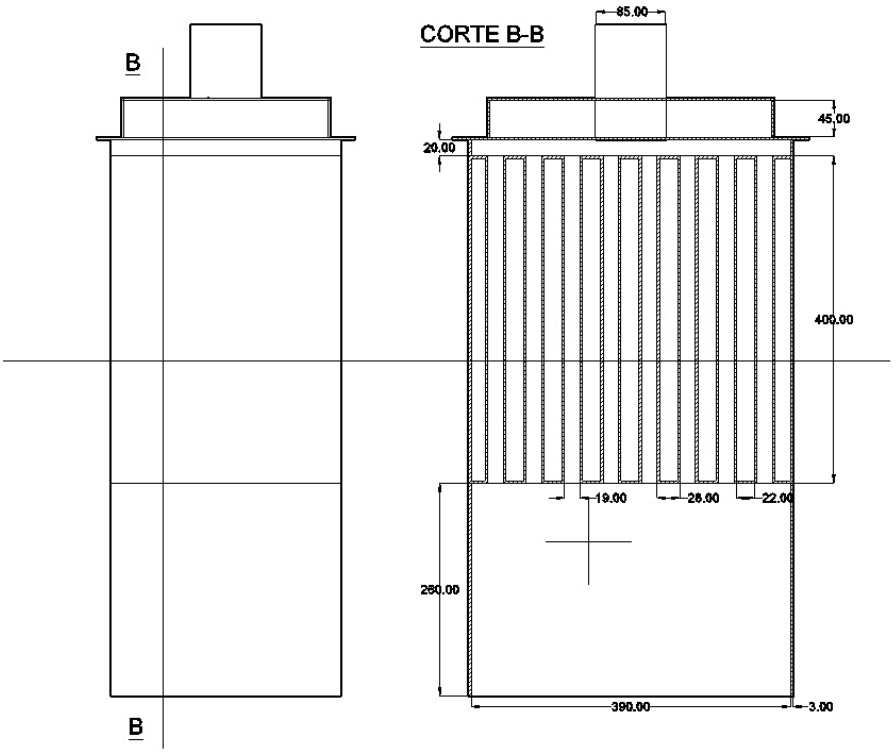


Fig. 12 Corte transversal del calderín (Por Autor)

Para empezar con los cálculos utilizaremos los valores en los que se desempeñaría el calderín, entre ellos tenemos: presión de trabajo, vapor requerido, poder calorífico del combustible, producción de vapor, temperatura del agua de alimentación:

Temperatura de saturación del agua del calderín (T1)= 89 °C = 193.21 °F
Temperatura del agua antes de ingresar al calderín (T2)= 18 °C = 64.5 °F
Presión de servicio (P)= 15 PSI
Producción de vapor= 170 lb/h
Presión absoluta (Pa)= 15 PSI + 11.21 PSI = 26.21 PSI
Temperatura del recuperador = 31 °C = 88.74 °F
Caudal de aporte de alimentación ($\dot{m}_{H2O}$)= 170 lb/h = 77.53 kg/h
Rendimiento (η): 85%
Capacidad del quemador= 42 000 BTU= 44 310 kJ

f.1.2 CALOR TOTAL REQUERIDO EN EL CALDERÍN (Q_{Total}) (Iguaran Duarte, y otros, 2008)

Es el calor total de entrada al proceso y que debe ser suministrado por la combustión, es determinado por los requerimientos de la producción de vapor Q_{util} más el $Q_{pérdidas}$. Es el calor que se pierde por convección natural de las paredes de la caldera al ambiente y el calor perdido por los gases de combustión.

$$\mathbf{Q_{Total} = Q_{útil} + Q_{pérdidas} = Q_{útil} + Q_{p_{paredes}} + Q_{p_{gases}}} \quad \textbf{(Ecuación 64)}$$

En el diseño de una caldera el calor de pérdidas no se conoce previamente así que para iniciar los cálculos de análisis térmico su valor lo estimaremos a partir de los conceptos de eficiencia, asumiendo un valor típico para éste tipo de caldera.

$$\boldsymbol{\eta = \frac{Q_{útil}}{Q_{Total}}} \quad \textbf{(Ecuación 65)}$$

Con el análisis termodinámico se busca determinar las condiciones operacionales del calderín en cuanto a calor total, flujo de masa de combustible, relación aire combustible y la temperatura de llama adiabática.

Calor Útil ($Q_{útil}$)

$$\mathbf{Q_{Útil} = Q_{sensible} + Q_{latente}} \quad \textbf{(Ecuación 66)}$$

$$\mathbf{Q_{sensible} = m_{H2O} \times C_p \times (t_2 - t_1)} \quad \textbf{(Ecuación 67)}$$

$$\mathbf{Q_{latente} = m_{H2O} \times hfg = m_{H2O} \times (hg - hf)} \quad \textbf{(Ecuación 68)}$$

Donde:

C_p: Calor específico a presión constante= 4.18 kJ/K·kg (Anexo1: tabla 27)

hfg: Entalpía de vaporización o calor latente

hg: Entalpía de vapor saturado= 2659.37 kJ/kg (Anexo1: tabla 26)

hf: Entalpía de líquido saturado= 375.07 kJ/kg (Anexo1: tabla 26)

$m_{H2O} = 77.53$ kg/h

t_1: Temperatura inicial del cuerpo= 18 °C

t_2: Temperatura final del cuerpo= 89 °C (antes de la ebullición)

$\mathbf{Q_{sensible} = m_{H2O} \times C_p \times (t_2 - t_1)}$

$Q_{sensible} = 77.53$ kg/h $\times 4.18$ kJ/°C · kg $\times (89$ °C $- 18$ °C)

$Q_{sensible} = 1615$ kJ/h

$\mathbf{Q_{latente} = m_{H2O} \times (hg - hf)}$

$Q_{sensible} = 77.53$ kg/h $\times (2659.37$ kJ/kg $- 375.07$ kJ/kg)

$Q_{latente} = 11910$ kJ/h

$\mathbf{Q_{útil} = Q_{sensible} + Q_{latente}}$

$Q_{útil} = 1615$ kJ/h $+ 11910$ kJ/h

$\mathbf{Q_{útil} = 13520\ kJ/h = 3.76\ kW}$

El calor total (Q_{Total}).- Es el calor neto producido por los gases de combustión en el interior del calderin, se puede hallar conociendo el calor útil y la eficiencia de la siguiente manera:

En el proceso del análisis del diseño térmico que se está desarrollando, el rendimiento (η) real de la caldera no se establecerá totalmente hasta finalizar el estudio, y éste valor será

el que compararemos con el rendimiento de los constructores del calderín para verificar las características de éste calderín, por lo tanto, para continuar con el proceso se asume el rendimiento de 85%, además asumimos un 5% perdidas por convección natural de las paredes de la caldera al ambiente y 10% perdidas por los gases de combustión. Despejamos el calor total de la ecuación Ec. 65:

$$\mathbf{Q_{Total}} = \frac{\mathbf{Q_{Útil}}}{\boldsymbol{\eta}}$$

$$Q_{Total} = \frac{13520\ kJ/h}{0.85}$$

$$\mathbf{Q_{Total} = 15907.8\ \frac{kJ}{h} = 4.41\ kW}$$

$$\mathbf{Q_{Perdidas} = Q_{p_{paredes}} + Q_{p_{gases}}} \qquad \textbf{(Ecuación 69)}$$

$$Q_{Pérdidas} = 0.05(Q_{Total}) + 0.10(Q_{Total})$$

$$Q_{Pérdidas} = 795.391\ kJ/h + 1590.78\ kJ/h$$

$$\mathbf{Q_{Pérdidas} = 2386.17\ \frac{kJ}{h} = 0.66kW}$$

f.1.3 AIRE Y COMBUSTIBLE REQUERIDO POR EL CALDERÍN

El combustible utilizado para la combustión del calderín es GLP. Éste combustible tiene un poder calorífico definido por las empresas de hidrocarburos. Conociendo el poder calorífico del combustible y el calor total requerido por la caldera se puede encontrar la masa de combustible de la siguiente manera:

Masa del combustible (M_{comb})

$$\mathbf{M_{comb} = \frac{Q_{Total}}{LHV_{GLP}}} \qquad \textbf{(Ecuación 70)}$$

Donde:

LHV_{GLP}: Poder calorífico del GLP (47 141 kJ/kg)

$$M_{comb} = \frac{15907.81\ kJ/h}{47\ 141\ kJ/h}$$

$$\mathbf{M_{comb} = 0.33\ kg/h}$$

La relación de aire combustible requerido por la caldera se toma como el 20% de exceso para condiciones normales de combustión del GLP.

Estequiometría de la combustión (Cengel, y otros, 2011)

La mini caldera se diseñó para trabajar con gas natural cuya composición es:

$CH_4: 97.76\%$ $C_2H_6: 0.38\%$ $C_3H_8 0.2\%$ $N_2: 1.29\%$ $CO_2: 0.37\%$, en porcentajes molares.

El aire se toma con una relación 21% de O_2 y 79% de N_2, dando como resultado del balance estequiométrico:

$$\mathbf{97.76\ CH_4 + 0.38\ C_2H_6 + 0.2\ C_3H_8 + 1.29\ N_2 + 0.37\ CO_2} \\ \mathbf{+ 197.6(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 99.49CO_2 + 196.96H_2O + 744.26N_2}$$

CO_2: X=99.49

H_2O: Y=196.96

N_2: $Z = 744.26$

Existe un exceso de oxigeno que se da en cámaras de combustión abiertas, este valor se encuentra entre el 20% y 50% de exceso según la apertura de la cámara, en este caso específico se toma un 40% de oxigeno que ingresa a la cámara de combustión por las partes abiertas del calderín, entonces, balanceando la estequiometría con el exceso de aire tenemos:

$$\mathbf{97.76\ CH_4 + 0.38\ C_2H_6 + 0.2\ C_3H_8 + 1.29\ N_2 + 0.37\ CO_2} \\ \mathbf{+ 237.6(O_2 + 3.76N_2)} \\ \mathbf{\rightarrow 99.49CO_2 + 196.96H_2O + 784.26N_2 + 40\ O_2}$$

Fracciones molares de los gases producto (Y)

$$\mathbf{Y = \frac{N_{mol}}{N_{prod}}} \qquad \textbf{(Ecuación 71)}$$

Donde:

N_{prod}: Número de moles de los gases producto

Gases Producto: $99.49CO_2 + 196.96H_2O + 784.26N_2 + 40\ O_2$

$N_{prod} = 99.49\ \text{kmol} + 196.96\ \text{kmol} + 748.26\ \text{kmol} + 40\ \text{kmol}$

$N_{prod} = 1120.71\ \text{kmol}$

N_{mol}: Número de moles de cada uno de los gases

Fracción molar del CO_2: $Y_{CO_2} = \frac{99.49\ kmol}{1120.71\ kmol} = 0.088$

Fracción molar del H_2O: $Y_{H_2O} = \frac{196.96\ kmol}{1120.71\ kmol} = 0.175$

Fracción molar del O_2: $Y_{O_2} = \frac{40\ kmol}{1120.71\ kmol} = 0.035$

Fracción molar del N_2: $Y_{N_2} = \frac{784.26\ kmol}{1120.71\ kmol} = 0.67$

Presiones parciales

$$\mathbf{P_{CO_2} = Y_{CO_2} * P_{atm}} \qquad \textbf{(Ecuación 72)}$$

$$\mathbf{P_{H_2O} = Y_{H_2O} * P_{atm}} \qquad \textbf{(Ecuación 73)}$$

Donde:

P_{atm}: Presión atmosférica en Loja= 11.21 PSI= 0.763 atm

P_{CO_2}: Presión parcial de CO_2

P_{H_2O}: Presión parcial del H_2O

$P_{CO_2} = 0.088 \times 0.763\ \text{atm}$

$P_{CO_2} = 0.067\ \text{atm} = 0.984\ \text{PSI}$

$P_{H_2O} = 0.175 \times 0.763\ \text{atm} = 0.133\ \text{atm}$

$P_{H_2O} = 1.955\ \text{PSI}$

Relación Aire-Combustible (AC) (Anexo 1: Tabla 01)

$$\mathbf{AC = \frac{m_{aire}}{m_{comb}} = \frac{(N \times M)aire}{(N \times M)comb}} \qquad \textbf{(Ecuación 74)}$$

Donde:

m_{aire}: Masa del aire

m_{comb}: Masa del combustible

N: Número de moles (Balance estequiométrico)

M: Masa molar (Anexo 1: Tabla 1)

Aire:

$N = \text{Número de moles del gas producto} \times \text{moles adicionales de nitrógeno}$

$N = (237.6 \times 4.76)\ \text{kmol} = 1130.97\ \text{kmol}$

$M = 29\ \text{kg/kmol}$

$m_{aire} = (N \times M)_{aire}$

$m_{aire} = 1130.97\ \text{kmol} \times 29\ \frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$

$\mathbf{m_{aire} = 32798.3\ kg}$

Combustible (de la reacción):

$m_{comb} = (N \times M)_{Comb}$

$m_{comb} = (N \times M)_{C} + (N \times M)_{H_2} + (N \times M)_{N_2} + (N \times M)_{O_2}$

$m_{comb} = (99.49\ \text{kmol} \times 12\ \text{kg/kmol})_{C} + (195.39\ \text{kmol} \times 2.016\ \text{kg/kmol})_{H_2}$
$+ (1.29\ \text{kmol} \times 28.01\ \text{kg/kmol})_{N_2} + (0.37\ \text{kmol} \times 32\ \text{kg/kmol})_{O_2}$

$m_{comb} = 1193.88\ \text{kg} + 393.9\ \text{kg} + 36.13\ \text{kg} + 11.48\ \text{kg}$

$\mathbf{m_{comb} = 1635.75\ kg}$

$AC = \frac{(N \times M)\text{aire}}{(N \times M)\text{comb}}$

$AC = \frac{32798.3\ \text{kg}}{1635.75\ \text{kg}}$

$\mathbf{AC = 20\ \left[\frac{kg\ de\ aire}{kg\ de\ combustible}\right]}$

Masa real del aire

$m_{aire} = AC \times M_{comb}$

$m_{aire} = 20 \times 0.337$ kg/h

$\mathbf{m_{aire} = 6.75\ kg/h}$

Masa real de los gases

$$\mathbf{m_{gases} = m_{aire} + M_{comb}} \qquad \textbf{(Ecuación 75)}$$

$m_{gases} = 6.75$ kg/h $+ 0.337$ kg/h

$\mathbf{m_{gases} = 7.1\ kg/h}$

f.1.4 TEMPERATURA DE LLAMA ADIABÁTICA (Cengel, y otros, 2011)

Es la temperatura de los gases sin considerar las pérdidas en existentes en el sistema

$$\mathbf{Q - W = \left(\sum_{Productos} N_p\right)(h°_f + h - h°) - \left(\sum_{Reactivos} N_r\right)(h°_f + h - h°)}$$

(Ecuación 76)

Donde:

$h°_f$: Entalpía a 25°Cy 1 atm

$h - h°$: Entalpía sensible relativa a 25°C y 1 atm

N_p: Número de moles de los productos

N_r: Número de moles de los reactivos

Consideramos Q=0 y W=0 entonces esto produce que la entalpía de los productos y reactivos se igualen ($H_{prod} = H_{reac}$).

Asumimos los gases como gases ideales ($h=h_{(T)}$).

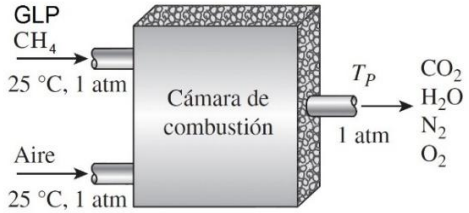


Fig. 13 Esquema de gases (Cengel, y otros, 2011)

(Datos obtenidos del Anexo 1: Tabla 02)

Tabla 1 Entalpías (Por Autor)

Sustancia	$\mathbf{h°_f}$ **(kJ/kmol)**	$\mathbf{h°_{298K}}$ **(kJ/kmol)**
$\mathbf{CH_4}$ **(GLP)**	-74.85	-----
$\mathbf{O_2}$	0	8.682
$\mathbf{N_2}$	0	8.669
$\mathbf{H_2O}$	-241.820	9.904
$\mathbf{CO_2}$	-393.52	9.364
$\mathbf{C_2H_6}$(Etano)	-84.68	-----
$\mathbf{C_3H_8}$(Propano)	-103.85	-----

$$\left(\sum_{\text{Productos}} \mathbf{N_p}\right)(\mathbf{h°_f + h - h°}) = \left(\sum_{\text{Reactivos}} \mathbf{N_r}\right)(\mathbf{h°_f + h - h°})$$

$$\begin{aligned}
&(99.49\ \text{kmol}\ CO_2)\left[\left(-393.52 + h°_{CO_2} - 9.364\right)\ \text{kJ/kmol}\ CO_2\right] \\
&\quad + (196.96\ \text{kmol}\ H_2O)\left[\left(-241.82 + h°_{H_2O} - 9.904\right)\ \text{kJ/kmol}\ H_2O\right] \\
&\quad + (784.26\ \text{kmol}\ N_2)\left[\left(0 + h°_{N_2} - 8.669\right)\ \text{kJ/kmol}\ N_2\right] \\
&\quad + (40\ \text{kmol}\ O_2)\left[\left(0 + h°_{O_2} - 8.682\right)\ \text{kJ/kmol}\ O_2\right] \\
&\quad = (97.76\ \text{kmol}\ CH_4)(-74.85\ \text{kJ/kmol}\ CH_4) \\
&\quad + (0.38\ \text{kmol}\ C_2H_6)(-84.68\ \text{kJ/kmol}\ C_2H_6) \\
&\quad + (0.2\ \text{kmol}\ C_3H_8)(-103.85\ \text{kJ/kmol}\ C_3H_8)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&99.49\ h°_{CO_2} + 196.98\ h°_{H_2O} + 784.26\ h°_{N_2} + 40\ h°_{O_2} \\
&\quad = -7317.33\ \text{kJ} - 32.17\ \text{kJ} - 20\ \text{kJ} \\
&\quad + (40082.92 + 49579.55 + 6798.74 + 347.25)\ \text{kJ}
\end{aligned}$$

$$\mathbf{99.49\ h°_{CO_2} + 196.98\ h°_{H_2O} + 784.26\ h°_{N_2} + 40\ h°_{O_2} = 89438.9kJ}$$

Se procede hacer el método de ensayo-error, considerando que la Entalpía resultante será igual a la Entalpía total de los gases, ya que consideramos al inicio a todos los gases como gases ideales ($h=h_{(T)}$):

- La primera suposición la realizamos dividiendo el lado derecho de la ecuación por el número total de moles:

$$\frac{89438.9\ \text{kJ}}{(99.49 + 196.98 + 784.26 + 40)\ \text{kmol}} = 79.8\ \text{kJ/kmol} \rightarrow h_f$$

Seleccionamos los valores de temperatura equivalente para cada gas con la Entalpía antes encontrada, los valores serán:

CO_2: 1 640 K
H_2O: 1 940 K
N_2: 2 400 K
O_2: 2 300 K

Entonces como la cantidad mayor de moles son de N_2, la temperatura de los productos (T_{prod}) se acercara a 2 400 K, pero será algo inferior:

- $T_{prod} = 2200$ K (primera suposición)
- $T_{prod} = 2250$ K (segunda suposición)

Tabla 2 Entalpías (Por Autor)

Entalpías (kJ/kmol)		
	2200 K	**2250 K**
O_2	112.93	115.98
N_2	92.94	95.56
H_2O	72.04	73.85
CO_2	75.42	77.39

Estos valores los reemplazamos en la fórmula antes encontrada y obtendremos los valores de la primera y segunda suposición:

$$\mathbf{99.49\ h_{CO_2} + 196.98\ h_{H_2O} + 784.26\ h_{N_2} + 40\ h_{O_2} = 89438.9\ kJ}$$

Primera suposición: 89057.61 a 2200 K

Segunda suposición: 91375.46 a 2250 K

La temperatura de llama adiabática estará entre la primera y segunda suposición, y éste valor será obtenido por interpolación:

$$\frac{89438.9 - 89057.61}{91375.46 - 89057.61} = \frac{x - 2200}{2250 - 2200}$$

$\mathbf{T_{prod} = 2249\ K = 1976\ °C = 3589\ °F}$ **(Temperatura de llama adiabática)**

Para la temperatura de los gases consideramos un exceso de aire, entonces la temperatura de los gases será:

$T_{gases} = 1679.5\ K = 1406\ °C = 2563\ °F \rightarrow T_{g1} = T_{llama}$

La temperatura de los gases de combustión al final de la cámara de combustión (T_{g2}), tendrá un valor inferior a T_{g1} debido a que pierde un poco de calor hacia el ambiente, utilizamos la ecuación 67.

$$Q_{gases} = Q_{útil} + Q_{Pérdidas} = mg \times C_{p_g} \times (T_{g1} - T_{g2})$$

Donde:

$C_{p_g} = 2.3 \frac{kJ}{kg \times K}$ (Anexo 1: Tabla 28)

$mg = 7.1\ kg/h$

$Q_{gases} = Q_{total} = 15907.81\ kJ/h = 4.41\ kW$

$$\mathbf{T_{g2} = T_{g1} - \frac{Q_T}{mg \times C_{pg}}} \qquad \textbf{(Ecuación 77)}$$

$$T_{g2} = 1679.5\ K - \frac{15907.81\ kJ/h}{7.1\ kg/h \times 2.3\ \frac{kJ}{kg \times K}}$$

$T_{g2} = 703.49\ K = 430\ °C = 806\ °F$

Con los valores encontrados comprobamos la eficiencia asumida anteriormente y el calor total del sistema con la ecuación 67:

$$Q_{gases} = Q_{Total} = mg \times C_{p_g} \times (T_{g1} - T_{g2})$$

$$Q_{Total} = 7.08\ kg/h \times 2.3\ kJ/(kg \times K) \times (1679.5\ K - 701.77\ K)$$

$$\mathbf{Q_{Total} = 15907.81\ kJ/h = 4.41\ kW}$$

La eficiencia será:

$$\eta = \frac{Q_{Util}}{Q_{Total}} \times 100$$

$$\eta = \frac{3.75\ kW}{4.41\ kW} \times 100$$

$$\boldsymbol{\eta = 85\%}$$

$$\boldsymbol{\eta_{asumido} = \eta_{real}}$$

Por lo tanto el calor requerido para producir 170lib/h de vapor será de 4.41kW con un rendimiento del 85%, La presión de servicio se la verificó luego de hacer funcionar el calderín, es decir que los datos del calderín seleccionado son los correctos.

f.1.5 IMPACTO AMBIENTAL DEL CALDERIN E-LEF-012

Cuando nos referimos al término impacto ambiental, estamos hablando del efecto que producen diferentes actividades humanas sobre el ambiente, ya sean actividades industriales o domésticas, por esta razón es necesario el estudio de impacto ambiental que provocan algunos equipos, en especial los que consumen combustibles fósiles. Estas emisiones se las puede reducir con diseños de equipos más eficientes y con pérdidas mínimas de energía. En el caso específico de las calderas y calderines, el impacto ambiental que éstas realicen con las emisiones de gases residuales producto de la combustión, puede ser reducido con diferentes acciones, una muy importante es con circuitos cerrados desde la producción de vapor hasta el retorno de consensado, en la que se aproveche la temperatura del agua para la generación de vapor y de esta forma reducir el consumo de combustible, otra forma es con aislamientos adecuados en las líneas de vapor y equipos consumidores.

En el caso específico del calderín E-LEF-012, el impacto ambiental que éste ocasiona se lo puede determinar con ayuda del estudio que se realizó para verificar las características de funcionamiento de éste equipo. En éste estudio se pudo determinar que en una hora de operación continua, éste producirá 7.1 kg de gases residuales.

CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMIENTO DEL CALDERÍN A UTILIZAR EN LA CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS DE PLANTAS DE VAPOR

Se tomó en consideración los siguientes parámetros de partida:
Presión de operación: ……15 PSI
Presión absoluta:…… 15 PSI + 11.21 PSI = 26.21 PSI
Producción de vapor (Capacidad):……... 170 lb/h
Temperatura del agua en el recuperador…….. 31.52 °C
Rendimiento (η):…….…… 85%

Debido a que el calderín que será utilizado en la construcción del banco de pruebas para plantas de vapor opera de manera independiente al banco, se diseñó un circuito electrónico de control de nivel anexo al calderín (Anexo2: Esquema 2), que lo operara de forma semiautomática con los controles del banco, dicho circuito no le quita independencia al calderín, es decir, éste seguirá operando aún si es desconectado del banco.

f.2 CÁLCULO DEL SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

Capacidad de la caldera:

Éste parámetro se calcula mediante la Ec. 1:

$$\textbf{Capacidad de la caldera} = \frac{\textbf{Em}}{\textbf{34.5}\ \frac{\textbf{lb}}{\textbf{h}}}$$

Em: 170 lb/h

$$Capacidad\ de\ la\ caldera = \frac{170\ \frac{lb}{h}}{34.5\ \frac{lb}{h}}$$

$$Capacidad\ de\ la\ caldera = 4.9\ BHP$$

Capacidad de evaporación (GPM):

Calculamos Mediante la Ec. 3

$$Cap.de\ evap. = \frac{0.069\ GPM}{1\ BHP} \times capacidad\ de\ la\ caldera$$

$$Cap.de\ evap. = \frac{0.069\ GPM}{1\ BHP} \times 4.9\ BHP$$

$$\text{Cap. de evap.} = 0.33\ \text{GPM}$$

Capacidad y dimensión del tanque de agua de alimentación

La cantidad mínima de agua debe ser suficiente para sostener la evaporación en la caldera, por lo menos durante 20 minutos.

Para el caso que estamos estudiando la reserva mínima total (Ec. 4), será:

$$\textbf{Reserva mínima de agua} = \textbf{Capacidad de evaporación} \times \textbf{20 min}$$

$$\text{Reserva mínima de agua} = 0.33\ \text{GPM} \times 20\ \text{min} = 6.6\ \text{Galones}$$

$$\text{Reserva mínima de agua} = 6.6\ \text{Galones}$$

La capacidad del tanque se calcula mediante la Ec. 5:

$$\textbf{Capacidad del tanque} = \frac{\textbf{reserva mínima de agua}}{\textbf{0.7}}$$

0.7: El 70% ya que el tanque no debe estar totalmente lleno para compensar el efecto de la expansión.

$$\text{Capacidad del tanque} = \frac{6.6\ \text{Galones}}{0.7}$$

$$\text{Capacidad del tanque} = 9\ \text{Galones}$$

Diseño del tanque de almacenamiento

$$\text{Volumen(V)} = \frac{9\ \text{Galones}}{264.2\ \text{Galones}} \times\ 1\ \text{m}^3\ = 0.032\ \text{m}^3$$

Necesitamos un recipiente que contenga un volumen de 0.032 m^3, entonces, las dimensiones del tanque seleccionado serán:

Diámetro: 0.31 m

Largo: 0.46 m

Espesor: 5 mm

Empalme en los extremos: 0.03 m

Capacidad: 32 litros

f.2.1 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACIÓN

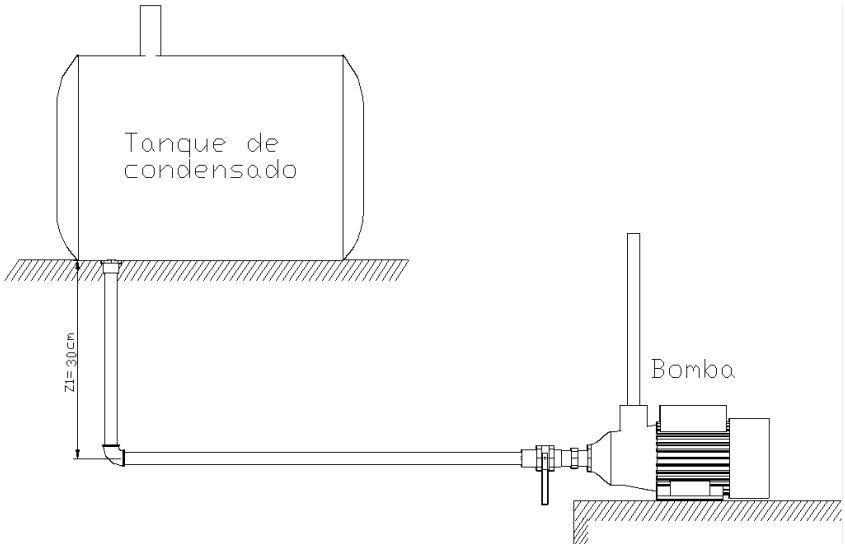


Fig. 14 Instalación de bombeo hacia el calderín

Capacidad de bombeo (Q), (Ec. 6)

$$\mathbf{Q} = \frac{\mathbf{0.069 \times\ Capacidad\ de\ la\ caldera \times Ff}}{\mathbf{Ge}}$$

Donde:

Capacidad de la caldera: 4.9 BHP

0.069: es la evaporación equivalente a 1 BHP

Ff: (Firing factor) factor de encendido: 1.15 para bomba centrífuga

G.E. = Gravedad específica; Para el agua vale 1.0

$$Q = \frac{\frac{0.069}{1\ \text{BHP}} \times\ 4.9\ \text{BHP} \times 1.15}{1}$$

$$\mathbf{Q = 0.5\ GPM}$$

$$0.5\ \frac{\text{Galones}}{\text{min}} \times \frac{1\ \text{m}^3}{264.2\ \text{Galones}} \times \frac{60\ \text{min}}{1\ \text{h}} = 0.11\ \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Presión de descarga (Ec. 7)

Presión de 5 a 25 PSI por encima de la presión de operación de la caldera. En este caso se toma 10 PSI

$$\textbf{Presión de descarga} = \textbf{Presión de operación} + \textbf{10 PSI}$$

Presión de operación $= 15$ PSI

Presión de descarga $= 15$ PSI $+ 10$ PSI

$\textbf{Presión de descarga} = \textbf{25 PSI}$

Altura dinámica total (TDH) (Ec. 8)

$$\textbf{TDH} = \frac{\textbf{Presion de descarga (PSI)} \times \textbf{2.31}}{\textbf{sp.gr.}}$$

Sp.gr: Peso específico del agua = 0.97 kg/lit (Anexo 1: Tabla 04)

Presión de descarga $= 25$ PSI

$$\text{TDH} = \frac{25\ \text{PSI} \times 2.31}{0.973}$$

$\text{TDH} = 60$ pies

$$\mathbf{60\ pies \times \frac{1\ m}{3.28\ pie} = 18.3\ m}$$

Datos de las bombas a considerar para la selección

$$\mathrm{Q} = 0.5\ \mathrm{GPM} = 0.11\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{h}} = 3.2\mathrm{x}10^{-5}\frac{\mathrm{m}^3}{\mathrm{s}}$$

$$\mathrm{TDH} = 60\ \mathrm{pies} = 18.3\ \mathrm{m}$$

Bomba 1 (Anexo 1: Tabla 05.1)

Marca: Goulds Pumps

Modelo: 3333

Tamaño: CB 5-8

Eficiencia: 6%

Potencia: 0.5 HP

NPSHR: 1.5

Bomba 2 (Anexo 1: Tabla 05.2, Tabla 05.3)

Marca: Goulds Pumps

Modelo: 3935

Tamaño: BP 20-5

Eficiencia: 3%

Potencia: 0.3 HP

NPSHR: 1

Potencia (Ec. 9):

$$\mathbf{Potencia} = \frac{\mathbf{Q(GPM)} \times \mathbf{TDH(pies)} \times \mathbf{sp.gr.}}{\mathbf{3960} \times \mathbf{eficiencia}}$$

Bomba 1

$$\mathrm{Potencia} = \frac{0.5\ \mathrm{GPM} \times 48\ \mathrm{pies} \times 0.973}{3960 \times 0.06}$$

$$\mathrm{Potencia} = 0.1\ \mathrm{HP}$$

Bomba 2

$$\text{Potencia} = \frac{0.5\ \text{GPM} \times 48\ \text{pies} \times 0.973}{3960 \times 0.03}$$

$$\text{Potencia} = 0.3\ \text{HP}$$

El tamaño del motor más cercano es de 0.5 HP para garantizar un buen funcionamiento de la bomba, ya que la capacidad de la bomba debe estar sobre la capacidad de evaporación en 1.1 a 1.5 veces. La bomba a elegir será una de similares condiciones y que pueda manejar una temperatura mayor a la del agua de alimentación:

Bomba 1: (Anexo 1: Tabla 06)

Marca: Pedrollo
Modelo: PKm 60-1
Potencia: 0.5HP

Entonces la bomba a elegir será una bomba periférica Pedrollo de 0.5 HP y 3450 RPM, esta bomba puede trabajar con agua a temperaturas de hasta 90°C, característica que la hace perfecta para alimentar de agua caliente al calderín.

Altura estática de succión (NPSHA) (Ec. 10)

$$\mathbf{NPSHA} = \frac{(\mathbf{P1} - \mathbf{Pv})\mathbf{2.31}}{\mathbf{sp.gr.}} + \mathbf{Z1} - \mathbf{hfs} \qquad \text{(pies)}$$

P1: Presión en la superficie del líquido en el interior del tanque en Loja a 2225 msnm (Pb) (PSI)= 11.21 PSI (Anexo 1: Tabla 7)
Pv: presión del líquido a la temperatura de bombeo (PSI)= 5.99 PSI (Anexo 1: Tabla 08)
Z1: Altura de succión (pies)= 0.98 pie (30 cm)
Sp.gr: peso específico del agua a temperatura de succión = 0.973 (a 170 °F)
Hfs: Fricción en la succión (pies)

Fricción en la succión

Calculamos las pérdidas por fricción en la succión según la Ec. 11:

$$\mathbf{hfs} = \mathbf{hf} \times \mathbf{ls}$$

Donde:

hf = pérdida por fricción en tubería y accesorios
ls = longitud de succión = 0.70m = 2.29pie

Las pérdidas por fricción en tuberías y accesorios la calculamos con la Ec. 12:

$$\mathbf{hf = hf_{tuberia} + hf_{ac}}$$

Hf de tubería: (Anexo 1: Tabla 09)

Hf de Tubería de ½" de diámetro y 0.5 GPM = 0.0186 pie

Hf de accesorios:

$$\mathbf{hf_{ac} = (\sum k)\frac{v^2}{2g}} \qquad \textbf{(Ecuación 78)}$$

Donde:

$k = coeficiente\ de\ resistencia$
$k_{codo} = 2$ (Anexo 1: Tabla 10.1)
$k_{unión\ universal} = 1.5$ (Anexo 1: Tabla 10.2)
$k_{válvula\ de\ globo} = 3$ (Anexo 1: Tabla 10.3)

$v = velocidad\ del\ líquido$
$g = gravedad$ ($9.82\ m/s^2$)

Velocidad del líquido:

$$\mathbf{v = \frac{4Q}{\pi D^2}} \qquad \textbf{(Ecuación 79)}$$

Donde:

D: Diámetro de la tubería = 0.012 m (½")

$\boldsymbol{Q}$: $Caudal = 3.2x10^{-5}\ \frac{m^3}{s}$

$$v = \frac{4\left(3.2x10^{-5}\ \frac{m^3}{s}\right)}{\pi(0.012\ m)^2}$$

$$\mathbf{v = 0.28\ m/s}$$

De esta manera se tiene:

$$hf_{ac} = (2 + 1.5 + 3)\frac{(0.28\ m/s)^2}{2(9.82\ m/s^2)}$$

$$hf_{ac} = 0.025\ m = 0.08\ pie$$

$$\mathbf{hf = hf_{tubería} + hf_{ac}}$$

$$hf = 0.018\ pie + 0.08\ pie$$

$$hf = 0.098\ pies = 0.30\ m$$

Entonces fricción en la succión (Ec. 11):

$$\mathbf{hfs = hf \times ls}$$

$$hfs = 0.098\ pies \times 2.29\ pies$$

$$hfs = 0.22\ pies$$

$$\mathbf{NPSHA = \frac{(P1 - Pv)2.31}{sp.gr.} + Z1 - hfs}$$

$$NPSHA = \frac{(11.21\ PSI - 5.99\ PSI)2.31}{0.973} + 0.98\ pies - 0.22\ pies$$

$$\mathbf{NPSHA = 13.15\ pies}$$

2.5.7 Selección de la bomba de agua

Por lo tanto la bomba seleccionada para la compra debe tener un valor de NPSHR menor a 12.1 pies para prevenir la cavitación en la bomba.

Comparamos las curvas de las bombas Goulds Pumps, con las curvas de la bomba Pedrollo, de esta forma comparamos parámetros para escoger una bomba pedrollo que se

adapte a las condiciones de operación de una bomba Goulds Pumps. Una de las razones principales para escoger una bomba Pedrollo es su diferencia muy amplia en el precio comercial, teniendo en consideración que las dos marcas cumplen el mismo objetivo. Por lo tanto la bomba que se utilizará será la siguiente:

Marca: Pedrollo
Modelo: PKm 60-1
Potencia: 0.5HP

f.3 CÁLCULO DE LAS LÍNEAS DE VAPOR Y CONDENSADO

f.3.1 DISEÑO DEL CABEZAL DE VAPOR (DISTRIBUIDOR DE VAPOR)

El diámetro de la tubería del cabezal es determinado mediante la Ec. 13

$$\emptyset \boldsymbol{T} = \sqrt{\left(\sum \emptyset_i\right) \times \mathbf{2}}$$

Donde:

ØT: Diámetro del cabezal
$\emptyset_i$: Diámetro interno de cada una de las tuberías que se conectan al cabezal: 1 pulgada

Número de tuberías que salen del cabezal: 3
Dado que las tres tuberías son del mismo diámetro, entonces tendremos:

$$\emptyset T = \sqrt{(1 \text{ in} + 1 \text{ in} + 1 \text{ in}) \times 2}$$

$$\boldsymbol{\emptyset T = 2.45 \text{ in}}$$

Entonces la tubería que se utilizará para la construcción del cabezal será de 2 1/2 pulgadas ya que es la tubería comercial más cercana al valor obtenido.

f.3.2 DIÁMETRO DE LA TUBERÍA DE VAPOR

Utilizamos del Anexo 1 la Tabla 11 de velocidades, entramos por los datos de flujo (lb/h) de la tabla y continuamos hasta el punto de intersección con la diagonal correspondiente a la presión de servicio, seguimos verticalmente hasta la intersección con una diagonal

que se encuentre dentro de la banda de velocidades comprendidas entre 4000 y 6000 pies por minuto. En éste punto encontraremos la velocidad y el diámetro de la tubería.

Datos:

Flujo: 170 lb/h (77.51 kg/h)
Presión de Servicio: 15 PSI
Temperatura del vapor: 250 °F (121.1 °C) (Anexo 1: Tabla 12)
Volumen específico: 13.85 pies cúbicos por libra (Anexo 1: Tabla 12)

Entonces los resultados obtenidos son:

Tamaño de la tubería (tubo cedula 40): 1 pulgada
Velocidad del vapor (ppm): 4900 pies por minuto

De igual forma podemos calcular la caída de presión en la tubería, para verificar si con la tubería seleccionada la caída no supera el 20% de la presión de servicio de la caldera

Utilizamos la tabla 13 del Anexo 1 de caída de presión en tuberías Sch-40, empezamos ubicando el primer punto en los datos de la tabla de flujo (lb/h) y subimos verticalmente hasta la intersección entre el valor de flujo y la diagonal correspondiente a la tubería seleccionada, en ese punto recorremos horizontalmente a la izquierda hasta la barra de valores de la caída de presión y ese es nuestra caída de presión en la tubería:

Caída de presión (PSI/100 pies)= 0.7 PSI

Entonces, ya que el 20% admisible de caída de presión en nuestro sistema es de 2 PSI, se podría decir que la tubería seleccionada es la correcta ya que ésta tendrá una caída de presión de 0.7 PSI, el cual estará dentro del rango aceptable para el diseño.

También como se habló anteriormente, existen programas, los cuales simplifican el proceso de cálculo para el diseño de tuberías de vapor, como es el caso del proporcionado por la compañía “TLV: Compañía Especialista en Vapor” con su programa “TLV ToolBox” que lo distribuye en la red de forma gratuita, y que permiten verificar los datos obtenidos por monogramas.

Fig. 15 Programa TLV ToolBox *(Trouble Less Valves(TLV), 2012)*

Estos datos son:

Tamaño de la tubería (tubo célula 40): NPS 1 pulgada

Diámetro interno de la tubería: 0.824 pulgadas (in) (20.93 mm)

Caída de presión en cada tramo de tubería: 0.66 psi

Velocidad del vapor (ppm): 5028 pies por minuto

f.3.3 DIÁMETRO DE LA TUBERÍA DE RETORNO DE CONDENSADO

El cálculo de diseño de tuberías de retorno de condensado se lo realizará de igual forma que en el proceso anterior por medio de monogramas. (Anexo 1: Tablas 14)

Presión de vapor: 15 PSI

Caída de presión (PSI/100 pies)= 0.7 PSI

Presión a la entrada de la trampa= 15 PSI – 0.7 PSI= 14.3 PSI

Flujo: 170 lb/h

Presión del tanque (atmosférica)= 11.21 PSI

El proceso de cálculo utilizando monogramas es el siguiente:

1.- Entramos a la gráfica por la parte superior izquierda a la presión de entrada a la trampa, en éste caso consideramos la mínima presión de la tabla 14 del Anexo 1. Avanzamos horizontalmente hasta la intersección de la línea correspondiente a la presión de retorno de condensado, en nuestro caso a la presión atmosférica en Loja ya que el tanque de descargar del condensado se encuentra abierto.

2.- Bajamos verticalmente a lo largo de las líneas de porcentaje constante de revaporizado, hasta la intersección con la línea correspondiente a un caudal de 170.89 lb/h.

3.- A continuación se sigue un curva de peso constante por hora de revaporizado, en nuestro caso seguimos una línea horizontal hasta el límite RH de las curvas, debido a que la cantidad de revaporizado que encontraremos en nuestro sistema será muy bajo por la presión que utilizamos en nuestro sistema. Continuamos avanzando horizontalmente hasta la misma línea de presión de retorno de condensado.

4.- Avanzamos verticalmente hacia arriba y buscamos el tamaño requerido de la tubería para una velocidad razonable de 4000 a 5000 pies por minuto.

Entonces, la tubería que se utilizará para la línea de retorno de condensado será de un medio de pulgada (1/2"), por ser la tubería comercial más cercana.

Tamaño de la tubería: $^{1}/_{2}$ pulgada

f.3.4 SELECCIÓN DE AISLAMIENTO TÉRMICO DE TUBERÍAS

El tipo de aislamiento térmico que será utilizado en el banco de pruebas será Lana de Vidrio, ya que consta con condiciones de conductividad térmica óptimas para tuberías de distribución de vapor, además es económica y de fácil montaje en curvaturas.

Se debe colocar una lámina de aluminio en la cara superior del aislante ya montado, para que actúe de resistencia mecánica como barrera de vapor y como material reflectivo.

Coeficiente de conductividad térmica lana vidrio: 0,032 W/ (m·K) a 0,044 W/ (m·K)

En la Tabla 15 del Anexo 1, de espesores mínimos aconsejados para tuberías aisladas con productos de lana de vidrio obtenemos el valor requerido para nuestro producto, que es en la intersección del diámetro de la tubería y la temperatura del fluido.

Tipo de Aislamiento: Lana de Vidrio
Espesor: 30 mm

f.4 APLICACIÓN DEL VAPOR EN EL BANCO DE PRUEBAS

f.4.1 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

Como se habló anteriormente existen varios tipos de intercambiadores de calor de coraza y tubos, para nuestro caso el que va a ser diseñado es el intercambiador de calor 1-2 con tubos en U, ya que sus condiciones de funcionamiento y construcción son de análisis rápido y de bajo costo de construcción.

El intercambiador de calor constará de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos, y simulará un sistema de calentamiento de agua por vapor de una piscina común.

Para el cálculo se utilizará el método más adecuado de diseño, en éste caso el de Kern, y será necesario utilizar la fórmula de velocidad de transferencia de calor como punto de partida en éste proceso, y para que esto sea posible se debe encontrar primero la diferencia de temperatura media logarítmica, utilizando las temperaturas de diseño para aplicarlas en la Ec. 22:

$$\mathbf{LDMT} = \frac{(\mathbf{T_{fc\ sal}} - \mathbf{T_{ff\ ent}}) - (\mathbf{T_{fc\ ent}} - \mathbf{T_{ff\ sal}})}{\ln\left(\frac{\mathbf{T_{fc\ sal}} - \mathbf{T_{ff\ ent}}}{\mathbf{T_{fc\ ent}} - \mathbf{T_{ff\ sal}}}\right)}$$

Donde:

$T_{fc\ ent}$: 120 °C (Anexo 1: Tabla 12)
$T_{fc\ sal}$: 111 °C (temperatura a la presión 7.15 PSI)
$T_{ff\ ent}$: 15 °C
$T_{ff\ sal}$: 70 °C (Diseño)

Las temperaturas del fluido caliente (Vapor) las encontramos por tabla, basándonos principalmente en la presión de servicio del calderín. Para el caso de la temperatura del fluido caliente a la entrada, lo seleccionamos restando a la presión de servicio la caída de presión en la línea de transmisión encontrada anteriormente:

$$P = \text{Presión de Servicio} - \text{Caída de Presión}$$
$$P = 15\ \text{PSI} - 0.7\ \text{PSI}$$
$$P = 14.3\ \text{PSI}$$

La temperatura correspondiente a esta presión es de 120 °C. Para el caso de la temperatura del fluido a la salida del intercambiador la calculamos restando la caída de presión en el intercambiador a la presión de entrada del mismo, esta caída de presión la encontramos con tablas generalizadas para diseño de intercambiadores de calor (Anexo 1: Tabla 21)

$$\Delta P = Presión\ manométrica\ del\ sistema \times 0.5$$
$$\Delta P = 14.3 \times 0.5 = 7.15\ PSI$$

La temperatura correspondiente a esta presión es de 111 °C.

$$\text{LDMT} = \frac{(111\ °\text{C} - 15\ °\text{C}) - (120\ °\text{C} - 70\ °\text{C})}{\ln\left(\frac{111\ °\text{C} - 15\ °\text{C}}{120\ °\text{C} - 70\ °\text{C}}\right)}$$

$$\mathbf{LDMT = 70.5\ °C}$$

Ya que el intercambiador de calor a diseñar será de un paso por la coraza y dos por los tubos (1-2), será necesario encontrar la "diferencia de temperaturas verdadera" multiplicando la LDTM por un factor de corrección, utilizamos la Ec. 23:

$$\mathbf{\Delta T = F_t \times LDMT}$$

Factor de corrección de temperatura (F_t), (E. 24):

$$\mathbf{F_t = \sqrt{\frac{R^2 + 1}{R^2 - 1}} \times \frac{\ln\left[\frac{1 - S}{1 - R.S}\right]}{\ln\left[\frac{2 - RS + 1 - \sqrt{(R^2 + 1)}}{2 - RS + 1 + \sqrt{(R^2 + 1)}}\right]}}$$

Factores de corrección, Ec. 25 y Ec. 26 respectivamente:

$$\mathbf{R = \frac{T_{fc\ ent} - T_{fc\ sal}}{T_{ff\ sal} - T_{ff\ ent}}}$$

$$\text{R} = \frac{120\ °\text{C} - 111\ °\text{C}}{70\ °\text{C} - 15\ °\text{C}}$$

$$\mathbf{R = 0.164}$$

$$\mathbf{S} = \frac{\mathbf{T_{ff\ sal}} - \mathbf{T_{ff\ ent}}}{\mathbf{T_{fc\ ent}} - \mathbf{T_{ff\ ent}}}$$

$$S = \frac{70\ °C - 15\ °C}{120\ °C - 15\ °C}$$

$$\mathbf{S = 0.524}$$

$$F_t = \sqrt{\frac{0.164^2 + 1}{0.164^2 - 1}} \times \frac{\ln\left[\frac{1 - 0.524}{1 - (0.164 \times 0.524)}\right]}{\ln\left[\frac{2 - (0.164 \times 0.524) + 1 - \sqrt{(0.164^2 + 1)}}{2 - (0.164 \times 0.524) + 1 + \sqrt{(0.164^2 + 1)}}\right]}$$

$$\boldsymbol{F_t = 0.99}$$

Éste valor (F_t) también se lo puede encontrar por medio de gráficas (Anexo 1: Tabla 20)

$\Delta T = F_t \times LDMT$

$\Delta T = 0.99 \times 70.5\ °C$

$\mathbf{\Delta T = 70.23\ °C}$

Determinamos el flujo de calor, con la Ec. 27, para de esta forma encontrar el área total de transferencia de calor:

$$\mathbf{Q = m_{fc} \cdot C_{p\ fc}(T_{fc\ ent} - T_{fc\ sal}) = m_{ff} \cdot C_{p\ ff}(T_{ff\ sal} - T_{ff\ ent})}$$

Calculamos el flujo de calor del vapor (fluido caliente)

$$\mathbf{Q = m_{fc} \times C_{p\ fc}(T_{fc\ ent} - T_{fc\ sal})}$$

Donde:

$T_{fc\ ent}$: 120 °C (393 K)

$T_{fc\ sal}$: 111 °C (384 K)

m_{fc}: 170 lb/h (0.022 kg/s)

$C_{p\ fc}$: 2126.61 J/kg K (Programa Spirax Sarco)

$Q = (0.022 kg/s) \times (2126.17\ J/kg\ K)(393\ K - 384\ K)$

$$\mathbf{Q = 421\ W}$$

El coeficiente global de trasferencia de calor U lo seleccionamos de tablas usuales que encontramos en libros de transferencia de calor, en éste caso el dato será seleccionado del libro del "Manual del Ingeniero Químico" (Anexo 1: tabla 18)

$$\mathrm{U} = 400\,\frac{\mathrm{BTU}}{^{\circ}\mathrm{F{\cdot}h{\cdot}ft^2}}$$

Éste valor lo multiplicamos por un factor de conversión de la misma tabla de: 5.6783 para transformar a las siguientes unidades:

$$\mathrm{U} = 2271.32\,\frac{\mathrm{W}}{\mathrm{m^2.K}}$$

Selección de un diseño rápido para el intercambiador de calor:

Uno de los pasos del método de Kern muy importante a seguir, es la selección previa de los tubos a utilizar en la construcción de un diseño rápido, en el cual mediante cálculo se hallarán las características del intercambiador seleccionado como área de transferencia de calor, número de tubos y diámetros, estos valores serán comparados a los de área de transferencia de calor, número de tubos y diámetros, pero desarrollados utilizando la información obtenida en los pasos anteriores a éste diseño, como son flujo de calor y el coeficiente global de transferencia de calor, dichos valores deberán ser de iguales o similares magnitudes para considerar al diseño rápido como el adecuado a utilizar en el banco de pruebas.

Escogemos un primer diseño, completo en todos los detalles, y realizamos una selección previa de los tubos a utilizar en el arreglo de tubos y el tubo de la coraza en cuanto a tubos normalizados con su diámetro exterior e interior y escoger una longitud dada del tubo L.

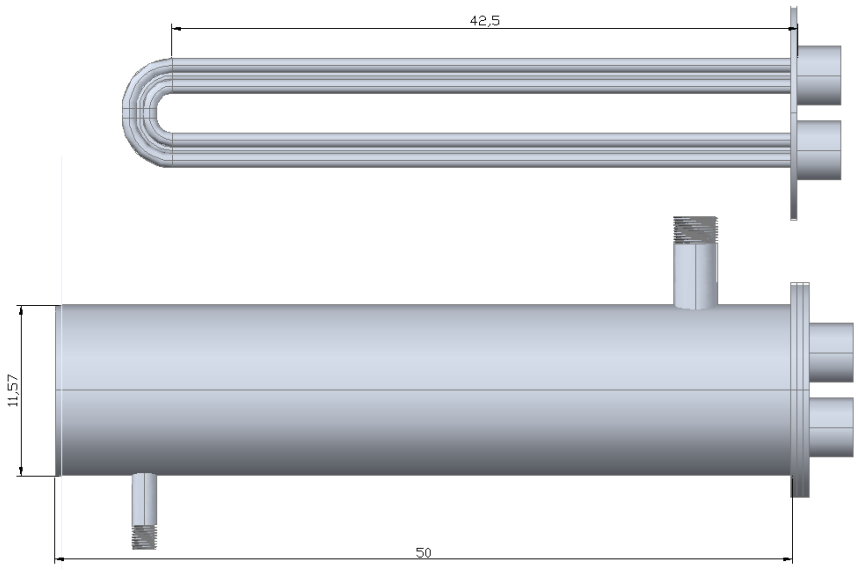


Fig. 16 Intercambiador de calor

Tubo de cobre:

- Diámetro exterior: 3/8 in (9.5 mm)
- Diámetro interior : 8.62 mm
- Espesor: 0.88 mm

Tubo de acero:

- Diámetro exterior: 4 pulgadas (102 mm)
- Diámetro interior: 90.6 mm
- Espesor: 5.7 mm

Longitud de coraza (Ec. 28):

$$L_s = L_t - 2(t_{ts} - P_{ts})$$

Donde la longitud de los tubos se la escogió basándose en el espacio asignado a éste en el banco de pruebas:

L_t: 0.45 m
t_{ts}: 0.004 m

P_{ts}: 0.006 m

$L_s = 0.45\ \text{m} - 2(0.004\ \text{m} - 0.006\text{m})$
$L_s = 0.456\ \text{m}$

Escogemos una longitud superior para tener un claro entre la longitud de los tubos y el final de la coraza, con el fin de evitar golpes a la coraza realizada por vibraciones en los tubos.

$L_s = 0.50\ \text{m}$

El tipo de arreglo de los tubos será triangular ya que, con éste arreglo, se obtiene una mayor área de transferencia de calor, seleccionamos el paso del fluido por los tubos (Ec. 29).

$$L_{tp} = f_p D_{et}$$

Donde:

f_p = 1.5 (Factor de conversión)
D_{et}: 0.0095 m

$L_{tp} = 1.5(0.0095\ \text{m})$
$L_{tp} = 0.0142\ \text{m}$

Calculamos el diámetro exterior de los arreglos de tubos, seleccionamos un claro entre la coraza y el arreglo de tubos que relaciona el diámetro externo de la coraza y el tipo de espejo, para nuestro caso fijo, se encuentra entre 1-3cm (Ec. 30):

$$D_{otl} = D_{is} - L_{bb}$$

Donde:

D_{is}: 0.102 m
L_{bb}: 0.02 m

$D_{otl} = 0.102\ m - 0.02\ m$

$D_{otl} = 0.082\ m$

Dentro de éste valor encontrado se deben ubicar los dos arreglos de tubos.

Calculamos el diámetro del arreglo de tubos (Ec. 31):

$$\mathbf{D_{ctl} = \frac{D_{otl} - D_{et}}{2}}$$

$$\mathrm{D_{ctl}} = \frac{0.0820\ \mathrm{m} - 0.0095\ \mathrm{m}}{2}$$

$$\mathrm{D_{ctl}} = 0.036\ \mathrm{m}$$

Obtenemos el número de tubos (Ec. 32):

$$\mathbf{N_{tt} = \frac{0.78 D_{ctl}^2}{C_1 L_{tp}^2}}$$

Donde:

$\mathrm{C_1}$: Constante (de arreglo triangular 0.866)

$$\mathrm{N_{tt}} = \frac{0.78(0.036\ \mathrm{m})^2}{0.866(0.0142\ \mathrm{m})^2}$$

$$\mathbf{N_{tt} = 4.78 \cong 5}$$

Por lo tanto el número de tubos a ubicar en el arreglo de tubos serán: 5 tubos

Calculamos el área de transferencia de calor del diseño encontrado (Ec. 33):

$$\mathbf{A_{tt} = \pi D_{it} L_t N_{tt}}$$

Donde:

$\mathrm{D_{it}}$: 0.0086 m

$\mathrm{A_{tt}} = \pi(0.0086\ \mathrm{m})\ (0.90\ \mathrm{m})(5)$

$\mathrm{A_{tt}} = 0.12\ \mathrm{m^2}$

Esta área es la encontrada en el diseño rápido, ahora la vamos a comparar con el área del diseño de flujo de calor y coeficiente global de trasferencia de calor:

Área de flujo transversal (Ec. 34):

$$\boldsymbol{A = \frac{Q}{U \times \Delta T}}$$

$$A = \frac{421\ W}{\left(2271.32 \frac{J}{seg * m^2 * K}\right)(70.2°C)}$$

$$\boldsymbol{A = 0.11\ m^2}$$

Por lo tanto:

$$\boldsymbol{A \approx A_{tt}}$$

Cálculo del área de un tubo (Ec. 35):

$$\mathbf{A_{tubo} = \pi d_o \times L}$$

Donde:

d_o: 0.0095 m

L: 0.90 m

$A_{tubo} = \pi(0.0095\ m)(0.90\ m)$

$$\mathbf{A_{tubo} = 0.026\ m^2}$$

Cálculo del número de tubos (Ec.36):

$$\mathbf{N_t = \frac{A}{A_{tubo}}}$$

$$N_t = \frac{0.12\ m^2}{0.026\ m^2}$$

$$\mathbf{N_t = 4.61 \cong 5}$$

Por lo tanto:

$$\mathbf{N_t = N_{tt}}$$

Cálculo del diámetro de haz de tubos (Ec. 37):

$$D_b = d_o \left(\frac{N_t}{K_1}\right)^{\frac{1}{n_1}}$$

Las constantes "Kl" y "n" usadas en esta ecuación, para arreglos triangulares y cuadrados con un número de pasos determinado (para éste caso 2 pasos), son dadas en la tabla 19 del anexo 1.

Donde:

d_o: Diámetro exterior de la tubería: 0.0095 m
K_1: 0.249
n_1: 2.207

$$D_b = 0.0095 \left(\frac{5}{0.249}\right)^{\frac{1}{2.207}}$$

$$D_b = 0.036\, m$$

Por lo tanto:

$$\boldsymbol{D_b = D_{ctl}}$$

Calculamos el diámetro equivalente o diámetro hidráulico de la coraza (Ec.38):

$$\mathbf{d_e = \frac{1.10}{d_o}\left(P_t^2 - 0.917 d_o^2\right)}$$

Donde:

$$P_t = 0.93 \frac{kg}{cm^2}$$

$$d_e = \frac{1.10}{0.095\ \text{cm}}\left[\left(0.93 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)^2 - 0.917(0.095\ \text{cm}^2)\right]$$

$$\mathbf{d_e = 9.91cm \cong 10.2cm}$$

- **10.2 cm equivalente a 4 pulgadas, es el tubo comercial más próximo, esto quiere decir que el tubo escogido anteriormente fue el correcto.**

Selección del sistema de bombeo para realizar la circulación del fluido frío dentro de la tubería

Tomando en consideración el espacio reducido que se dispone en la estructura de soporte del banco para colocar la bomba, y que la instalación será un sistema cerrado en el que la acción final será la de calentar el agua contenida en el tanque reservorio situado en la parte posterior de la estructura del banco (para simular un sistema básico de calentamiento de agua con intercambiadores de tubo y coraza), se realizará una instalación corta, cabe recalcar, que en los casos en los cuales la tubería de aspiración del fluido es reducida se evita la cavitación.

Para la selección de la bomba del sistema se puede hacer uso de las tablas de curvas proporcionadas por los fabricantes, y elegir la más adecuada. Con la ayuda de la altura neta del sistema, en éste caso la distancia entre la bomba y el punto de descarga en el tanque, que es de 30 cm, observamos en la Tabla 6 del Anexo 1 la bombas que maneje esta altura y que caudales puede suministrar, en éste caso la curva del modelo PK-m 60 monofásica es ideal para éste sistema. Entonces la bomba seleccionada será de similares características que la utilizada para alimentar de agua al calderín:

Marca: Pedrollo
Modelo: PKm 60-1
Potencia: 0.5HP

La tubería tendrá las siguientes características:

- Diámetro: 1 pulgada
- Material: PVC rojo (agua caliente)

La medida del diámetro se lo selecciona para facilitar el acople entre la tubería y la tapa del intercambiador, por donde ingresa el fluido a calentar en éste equipo intercambiador.

f.4.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN (RADIADORES ALETADOS)

De igual forma que en el caso del intercambiador de tubo y coraza, es necesario realizar un pre-diseño que cumpla con las características aportadas por el vapor en condiciones máximas de presión, debido a que el equipo será utilizado para pruebas de estudio y estas condiciones deben variar en rangos de presión menores al máximo suministrado por el calderín.

Tabla 3 Características del calefactor (Por Autor)

Aletas:	Tubo:
• Dimensiones: 80×80 mm • Espesor: 0.4 mm • Número: 140 • Material: Aluminio	• Diámetro: ¾ pulgada (23.8 mm) • Espesor: 0.81 mm • Longitud: 1.64 m • Material: Cobre

Con el diseño previo escogido, iniciamos con los cálculos correspondientes al diseño térmico para obtener las características del calefactor. Calculamos la eficiencia y coeficiente de convección de las aletas escogidas.

Datos:
t: 0.4 mm
L: 40 mm
M: 40 mm
st: 11.11mm
rb:112 mm
N: números de aletas= 140

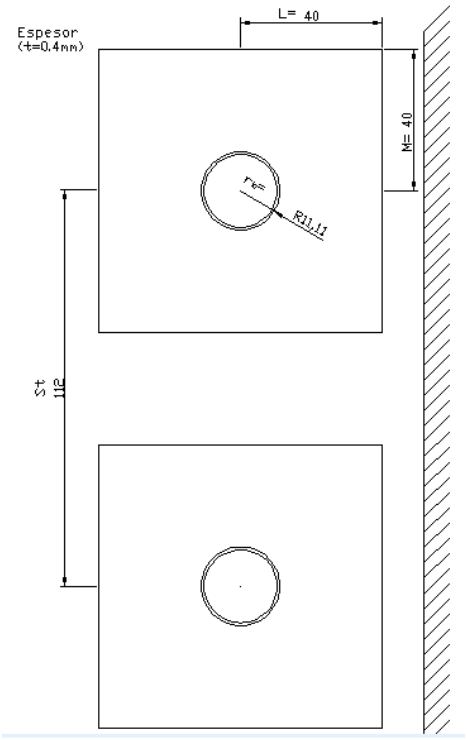


Fig. 17 Características iniciales de diseño del calefactor (radiador) (Por Autor)

Iniciamos obteniendo el valor de la Resistencia Térmica (Φ_{max}), el mismo es un valor definido en la tabla 22 del Anexo 1, y es la intersección de los siguientes términos:

$$\frac{M}{r_b} = \frac{40\ mm}{11.11\ mm} = 3.6$$

$$\frac{L}{M} = \frac{40\ mm}{40\ mm} = 1$$

Por lo tanto: $\Phi_{max} = 0.85$

Resistencia de la aleta (Ec.40):

$$R_{fmax} = \frac{\Phi_{max} M^2}{k \times t}$$

Donde:

$k_{aluminio}$: 237 W/m°C (Anexo 1: Tabla 25)

t: 0.0004 m

M: 0.04 m

$$R_{fmax} = \frac{0.85 \times (0.04\ m)^2}{\left(237\ \frac{W}{m°C}\right) \times 0.0004\ m}$$

$$R_{fmax} = 0.014\ \frac{m^2°C}{W}$$

Aproximación de la eficiencia de la aleta (η_f), asumiendo que $R_f = R_{fmax}$ (Ec.42):

$$\eta_f = \frac{1}{1 + R_{fmax} \times h_a}$$

Donde:

h_a: 25 W/ m^2°C (Anexo 1: Tabla 24)

$$\eta_f = \frac{1}{1 + 24.12\ \frac{m^2°C}{W} \times 25\ W/m^2°C}$$

$$\eta_f = 0.74 \cong 74\%$$

Factor de corrección (Φ/Φ_{max}), Obtenemos éste valor a partir de la tabla 23 del anexo 1, para obtener la resistencia de la aleta real (R_f) (Ec.43):

Φ/Φ_{max}: 0.94

$$R_f = \frac{\Phi}{\Phi_{max}} \times R_{fmax}$$

$$R_f = 0.94 \times 0.014 \frac{m^2°C}{W}$$

$$R_f = 0.013\ \frac{m^2°C}{W}$$

Eficiencia real de la aleta (Ec. 42):

$$\eta_f = \frac{1}{1 + R_f \times h_a}$$

$$\eta_f = \frac{1}{1 + 0.013 \frac{m^2°C}{W} \times 25 W/m^2°C}$$

$$\eta_f = 0.75 \cong 75\%$$

Eficiencia del conjunto de aletas (Ec. 44, Ec. 46 Ec. 48 y Ec.45 respectivamente):

$$\boldsymbol{\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f)}$$

$$A_f = \left(A_{\text{cara de aleta}} + A_{\text{por espesor de aleta}} - A_{\text{agujero de aleta}}\right) \times N$$

$$A_f = \left[2(2L \times 2M) + 2(2L \times 2M)t - 2\left(\frac{\pi \times {r_b}^2}{4}\right)\right] \times N$$

$$A_f = \left\{2[2(0.04\text{ m}) \times 2(0.04\text{ m})] + 2[2(0.04\text{ m}) \times 2(0.04\text{ m})]0.0004\text{ m} - 2\left[\frac{\pi(0.0111\text{ m})^2}{4}\right]\right\}140$$

$$A_f = 1.766\text{ m}^2$$

$$A_p = A_{\text{exterior del tubo}} - A_{\text{bajo las aletas}}$$

$$A_p = (\pi \times 0.0238\text{ m} \times 1.64\text{ m}) - (\pi \times 0.0238\text{ m} \times 0.0004\text{ m} \times 140)$$

$$A_p = 0.118\text{ m}^2$$

$$A = A_f + A_p$$

$$A = 1.766\text{ m}^2 + 0.118\text{ m}^2$$

$$A = 1.88\text{ m}^2$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A}(1 - \eta_f)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{1.766}{1.821\text{ m}^2}(1 - 0.75)$$

$$\boldsymbol{\eta_o = 0.763 \cong 76\%}$$

Coeficiente de convección para un banco de tubos con aletas (Ec.50):

$$\boldsymbol{h_{fa} = h_a\left(\frac{A}{A_o}\right)\eta_f}$$

$$A_o = A_{tubo} = \pi \times 2r_b \times Lt$$

$$h_{fa} = 25\text{ W/m}^2\text{°C}\left(\frac{1.88\text{ m}^2}{\pi \times 2 \times 0.0111 \times 1.64\text{ m}}\right)0.75$$

$$h_{fa} = 287.27\text{ W/m}^2\text{°C}$$

Cálculo del circuito térmico correspondiente al diseño escogido:

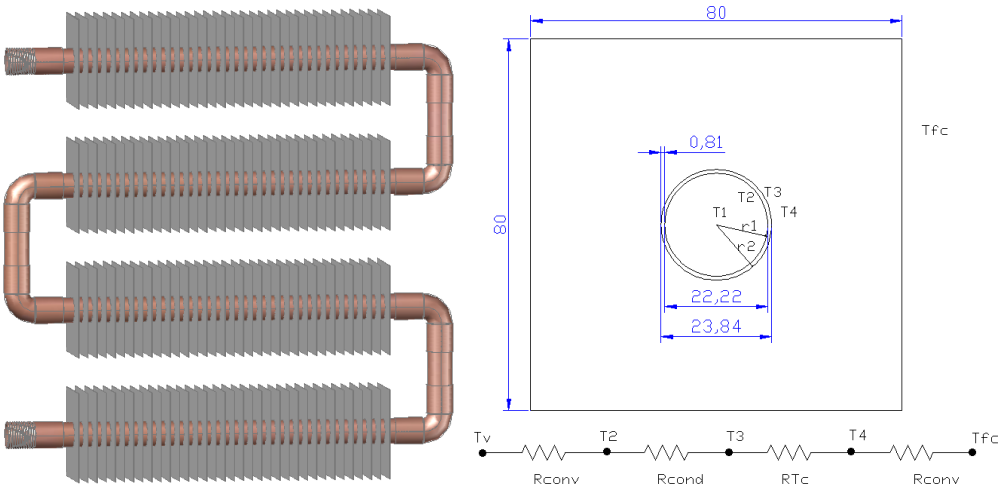


Fig. 18 Circuito térmico (Por Autor)

Calculamos el coeficiente global de transferencia de calor (U), a partir de las resistencias térmicas correspondientes (Ec. 55):

$$\frac{\mathbf{1}}{\mathbf{U}} = \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{h_v \times \eta_o}} + \mathbf{R_{fi}}\left(\frac{\mathbf{A}}{\mathbf{A_i}}\right) + \mathbf{R_w} + \frac{\mathbf{R_{fo}}}{\mathbf{\eta_o}} + \frac{\mathbf{1}}{\mathbf{h_{fa}}}\left(\frac{\mathbf{A}}{\mathbf{A_i}}\right)$$

Donde:

h_{vapor}: 6000 W/m^2°C (Anexo 1: Tabla 24)

η_o: 0.76

R_{fi}: 0.0001 m^2°C/W (Anexo 1: Tabla 32)

A: 1.88 m^2

A_i: 0.114 m^2

R_{fo}: 0.0004 m^2°C/W (Anexo 1: Tabla 32)

h_{fa}: 287.27 W/m^2°C

Resistencia de pared respecto a la superficie externa del tubo (Ec. 56):

$$R_w = \frac{t}{k_{cobre}}\left[\frac{D + 2Nl(D + l)}{D - t}\right]$$

Donde:

D: 0.0238 m

l: 0.08 m

t: 0.00081 m

N: 100

k_{cobre}: 237 W/m°C (Anexo 1: Tabla 25)

$$R_w = \frac{0.00081\ m}{237\ W/m°C}\left[\frac{0.0238\ m + 2 \times 100 \times 0.08\ m(0.0238\ m + 0.08\ m)}{0.0238\ m - 0.00081m}\right]$$

$R_w = 0.000159\ \text{m}^2\text{°C/W}$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{(6000\ W/m2°C)\times 0.76} + 0.0001\ m^{2}° \frac{C}{W\left(\frac{1.88\ m2}{0.114\ m2}\right)} + 0.000159 m^2°C/W\ +$$

$$\frac{0.0004\ m^2°C/W}{0.76} + \frac{1}{287.27\ W/m^2°C}\left(\frac{1.88\ m2}{0.114\ m2}\right)$$

$\frac{1}{U} = 0.061$

$\mathbf{U = 16.52\ W/m^2°C}$

Calculamos la LDMT mediante la Ec.57:

$$\text{LDMT} = \frac{(T_v - T_{ff}) - (T_v - T_{fc})}{\ln\left(\frac{T_v - T_{ff}}{T_v - T_{fc}}\right)}$$

Donde:

T_{vapor}: 120 °C

T_{ff}: 15 °C

T_{fc}: 100 °C (asumida)

El valor de T_{fc} lo asumimos de radiadores con similares características.

$$\text{LDMT} = \frac{(120\ °\text{C} - 18\ °\text{C}) - (120\ °\text{C} - 100\ °\text{C})}{\ln\left(\frac{120\ °\text{C} - 18\ °\text{C}}{120\ °\text{C} - 100\ °\text{C}}\right)}$$

$\text{LDMT} = 50.33\ °\text{C}$

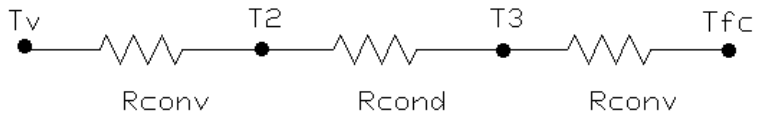
Calculamos el flujo de calor con la Ec. 18

$$Q = U \times A \times LMTD$$

$$Q = 16.52\ W/m^2°C\ \times 1.88\ m^2 \times 50.33\ °C$$

$$\mathbf{Q = 1.567\ kW}$$

Calculamos el valor de T_{fc} real para éste sistema:



$$\mathbf{Q = \frac{T_{vapor} - T_{fc}}{R_{conv} + R_{cond} + R_{conv}}} \qquad \textbf{(Ecuación 80)}$$

$$T_{fc} = T_{vapor} - Q \times \left(R_{conv\ vapor} + R_w + R_{conv\ aletas}\right)$$

$$T_{fc} = 120\ °C - 1576\ W \times \left[\frac{1}{h_{vapor}} + R_w + \frac{1}{h_{fa}}\right]$$

$$T_{fc} = 120\ °C - 1576\ W \times \left[\frac{1}{6000\ W/m^2°C} + 0.000159\ m^2°C/W + \frac{1}{287.27\ W/m^2°C}\right]$$

$$\mathbf{T_{fc} = 109\ °C}$$

f.5 SELECCIÓN DE TRAMPAS DE VAPOR

f.5.1 TRAMPEO DEL CABEZAL DE VAPOR (Ec. 14)

Capacidad Requerida para la Trampa

$$= \textbf{Factor de seguridad} \times \textbf{carga conectada}\ (\textbf{x calderas}) \times \textbf{acarreo anticipado}$$

Se utiliza un acarreo anticipado típicamente del: 10%

Factor de seguridad: 2

La carga conectada es de: 170 lb/h

$$\text{Capacidad Requerida para la Trampa} = 2 \times 170.89 \frac{lb}{h} \times 0.1$$

Capacidad Requerida para la Trampa $= 16.31$ lb/h $= 7.4$ kg/h

Utilizando las tablas 16.1, tabla 16.2 y tabla 16.3 del Anexo 1, de los tipos de trampas de vapor, podemos determinar la trampa de vapor más adecuada en cuanto a condiciones de capacidad y presión. "La capacidad de responder inmediatamente a la acumulación de condensado, la excelente resistencia a impacto hidráulico, la capacidad de lidiar con partículas, y el funcionamiento eficiente a bajas cargas son las características que hace al Balde Invertido (IB) la mejor opción de trampa de vapor para esta aplicación". (Armstrong, 2012)

Tabla 4 Trampa para Cabezal de vapor (Armstrong, 2012)

Equipo	1ra Opción	Otras Opciones
Cabezal de Vapor	De Balde Invertido Capacidad: Hasta 9.091 kg/h Presión de operación: 0 a 17 bar	De Flotador y Termostática Capacidad: Hasta 94.54 kg/h Presión de operación: 0 a 17 bar

La trampa de vapor que se usa en éste caso es la de Balde Invertido, ya que satisface las condiciones de diseño, además de ser más económica que las demás.

El flujo del vapor en el cabezal es únicamente en una sola dirección, entonces una sola trampa de vapor es necesaria en el extremo de salida del cabezal.

f.5.2 TRAMPEO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN (RADIADORES ALETADOS)

Para el cálculo de la trampa de vapor en éste equipo se manejará el uso de tablas, que proporcionan una precisión suficiente para la selección de la trampa. Para usar la Tabla17.2 del Anexo 1, se debe saber el tamaño de la tubería y aletas, además el número y material de estas aletas. Se calcula el factor de condensación por medio de tubería, bajo condiciones normales, con la tabla antes mencionada. Se convierte a condiciones reales con la Tabla 17.1 del Anexo 1. Por lo tanto. Se utilizarán las condiciones mínimas de la Tabla17.2 del Anexo 1, y tomando en consideración los siguientes datos:

Tubo

- Material: Cobre
- Tamaño: ¾ pulgada
- Número de pasos: 4
- Longitud de paso: 35 cm

Aletas

- Material: Aluminio
- Tamaño: 80x80 mm
- Número: 35 por paso

Según la Tabla17.2 del Anexo 1, la carga de condensado bajo condiciones normales por metro de tubo es de 4.2 kg/h, éste valor es en condiciones mínimas. Pasamos a condiciones reales con la Tabla 17.1 del Anexo 1:

Presión del vapor: 15 PSI (1.03 bar)
Temperatura ambiente: 18 °C

En condiciones reales el valor obtenido de factor de conversión en la Tabla 17.1 del Anexo 1, es de 1.31. Por lo tanto el valor real de condensado por metro de tubo será de:

$4.2 \text{ kg/h} \times 1.31 = 5.50 \text{ kg/h}$

Dándonos un valor total de: 5.50kg/h de condensado.

Utilizando las tablas 16.1, tabla 16.2 y tabla 16.3 del Anexo 1, de los tipos de trampas de vapor, podemos determinar la trampa de vapor más adecuada en cuanto a condiciones de capacidad y presión.

Tabla 5 Trampa Radiador aletado (Armstrong, 2012)

Equipo	1ra Opción	Otras Opciones
Radiador Aletado	De Balde Invertido Capacidad: Hasta 9.091 kg/h Presión de operación: 0 a 17 bar	De Flotador y Termostática Capacidad: Hasta 94.54 kg/h Presión de operación: 0 a 17 bar

La trampa de vapor que será utilizada en éste equipo será la de balde invertido, ya que cumple las condiciones de diseño y como se habló anteriormente es más económica que las demás.

f.5.3 TRAMPEO DE INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CORAZA

Ya que el vapor utilizado en el proceso no se mesclara con agua, la carga de condensado será igual a la carga de vapor, debido a que esta se transforma 100% en condensado.

Se puede seleccionar el tipo de trampa de vapor a utilizar en ese equipo, mediante una "Guía para selección de trampas" (Anexo 1: Tablas 16.1) y las tablas de tipos de trampas de vapor, las mismas que recomiendan utilizar trampas de Balde Invertido de ½ pulgada, ya que estas presentan las mejores condiciones de funcionamiento para éste trabajo, además de tener la capacidad adecuada para drenar cargas livianas de vapor. También se puede calcular el tipo de carga de condensado para verificar si la trampa utilizada es la adecuada mediante la fórmula mencionada con anterioridad en la teoría de trampeo de intercambiadores de tubos y coraza.

Utilizaremos la fórmula del Calor transferido total (Ec. 16):

$$\boldsymbol{Q = A \times U \times D_m}$$

Donde:

A= 0.12 m^2

U= 1000 kJ/h·$m^{2\cdot}$·°C (Anexo 1: Tabla 17.3)

D_m: Promedio logarítmico de diferencia de temperaturas entre el vapor y el líquido, en °C (Ec.16)

$$\boldsymbol{D_m = \frac{D_1 - D_2}{ln\frac{D_1}{D_2}}}$$

Condiciones:

- Agua a la entrada: 15 °C
- Agua a la salida: 70 °C

Presión del Vapor: 15 PSI a 121 °C (250 °F)

$D_1 = 121\ °C - 15\ °C = 106\ °C$
$D_2 = 121\ °C - 70\ °C = 51\ °C$

Estos valores se los dividen para 2 para estar en el rango de la Tabla 17.4 del Anexo 1, y se obtiene:

$D_1 = 53\ °C$
$D_2 = 25.5\ °C$

La diferencia promedio de acuerdo a la Tabla 17.4 del Anexo 1, es 38 °C. Multiplicándose por 2 se obtiene el promedio logarítmico de la diferencia de presiones para los datos originales, siendo de 76 °C. Substituyendo en la fórmula 16:

$$Q = 0.12\ m^2 \times 1000 \frac{kJ}{h \times m2 \times °C} \times 76\ °C = 9120\ kJ/h = 2.53\ kW$$

El calor latente del vapor a 15 PSI es 2247 kJ/kg

Por lo tanto, la transferencia de calor por hora:

$$\frac{9120\ kJ/h}{2247\ kJ/kg} = 4.05\ kg/h$$

Tabla 6 Tampa para Intercambiador T y C (Armstrong, 2012)

Equipo	1ra Opción	Otras Opciones
Intercambiador de tubo y coraza	De Balde Invertido Capacidad: Hasta 9.091 kg/h Presión de operación: 0 a 17 bar	De Flotador y Termostática Capacidad: Hasta 94.54 kg/h Presión de operación: 0 a 17 bar

La trampa de vapor que será utilizada en éste equipo será la de balde invertido, ya que cumple las condiciones de diseño y como se habló anteriormente es más económica que las demás.

f.6 RESUMEN DE RESULTADOS FINALES

Estudio térmico calderín

Rendimiento del calderín (η): 85%

Producción de vapor: 170 lb/h

Calor requerido por el calderín: 15907 kJ/h: 4.41 kW

Tabla 7 Resultados finales (Por Autor)

Parámetros	Valores	
	Calculado	Real
Presión	15 PSI	15.5 PSI
Temperatura	120 °C	105°C

Sistema de agua de alimentación

Dimensiones del tanque seleccionado para contener 0.032 m^3 de líquido:

- Diámetro: 0.31 m
- Largo: 0.46 m
- Espesor de paredes: 5 mm
- Empalme en los extremos: 0.03 m
- Capacidad: 32 litros

Características de la bomba de agua seleccionada:

- **Marca:** Pedrollo
- **Modelo:** PKm 60-1
- **Potencia:** 0.5HP

Líneas de vapor y condensado

Tubería de cabezal de vapor:

- Diámetro: 2 ½ pulgadas (63.5 mm)

Tubería de vapor:

- Diámetro de la tubería: 1 pulgada (25.4 mm)
- Material: tubo de acero negro Cédula 40

Tubería de retorno de condensado:

- Diámetro de la tubería: ½ pulgada (12.7 mm)
- Material: tubo de acero negro Cédula 40

Aislamiento térmico de tubería de vapor:

- Tipo de Aislamiento: Lana de Vidrio
- Espesor: 30 mm

Intercambiador de calor de tubo y coraza

Tubo de cobre:

- Diámetro exterior: 3/8 de pulgada (9.5 mm)
- Diámetro interior : 0.33 pulgadas (8.62 mm)
- Espesor: 0.88 mm
- Longitud de tubos: 0.45 m
- Número de tubos: 5

Tubo de acero:

- Diámetro exterior: 4 pulgadas (102 mm)
- Diámetro interior: 90.6 mm
- Espesor: 5.7 mm
- Longitud de tubo: 0.50 m
- Número de tubo: 1

Área:

- De flujo transversal: 0.12 m^2
- De un tubo: 0.026 m^2

Flujo de Calor: 421W

Resultados finales:

Tabla 8 Resultados Reales y Calculados (Por Autor)

Parámetros	Valores	
	Calculado	Real
Temperatura del fluido a la entrada del intercambiador ($T_{ff\ ent}$)	15 °C	15 °C a 18 °C
Temperatura del fluido a la salida del intercambiador ($T_{ff\ sal}$)	70 °C	50 °C (controlado con regulador de temperatura)

Intercambiador de tubos aletados

Aletas:

- Dimensiones: 80×80 mm
- Espesor: 0.4 mm
- Número: 140
- Material: Aluminio

Tubo:

- Diámetro: ¾ pulgada (23.8 mm)
- Espesor: 0.81 mm
- Longitud: 1.64 m
- Material: Cobre

Eficiencia de la aleta: 75%

Coeficiente de convección para un banco de tubos con aletas: 3.6.66 W/m^2°C

Coeficiente global de transferencia de calor: 100 W/m^2°C

Flujo de calor: 1.567 kW

Resultados finales:

Tabla 9Resultados reales y calculados (Por Autor)

Parámetros	Valores	
	Calculado	Real
Temperatura del fluido frío (aire) ($T_{ff\ ent}$)	15 °C	15°C a 18°C
Temperatura del fluido a la salida del intercambiador ($T_{ff\ sal}$)	109 °C	89°C

Trampas de vapor

Cabezal de vapor:

- Descarga de condensado:15.4 kg/h
- Tipo de Trampa: Trampa de Balde Invertido

Radiador aletado: Trampa de Balde Invertido

- Descarga de condensado:5.5 kg/h
- Tipo de Trampa: Trampa de Balde Invertido

Intercambiador de tubo y coraza: Trampa de Balde Invertido

- Descarga de condensado: 4.05 kg/h
- Tipo de Trampa: Trampa de Balde Invertido

f.7 ELABORACIÓN DE LAS GUÍAS DE PRÁCTICAS

PRÁCTICA N°	TIEMPO ESTIMADO	TEMA	ASIGNATURA
		Encendido y manejo de un equipo de vapor	Plantas de vapor

1. OBJETIVOS

- Realizar el encendido y calibración del calderín E-LEF-012.
- Calibrar los elementos básicos de una planta de vapor y procesos de intercambio de calor.
- Determinar las condiciones de funcionamiento de los equipos de vapor y líneas de distribución.

2. EQUIPOS

- Calderín E-LEF-012
- Banco de Pruebas de Plantas de Vapor.

3. MARCO TEÓRICO

- Calderos
- Tipos de Calderos
- Calderos Pirotubulares
- Calderos Acuatubulares
- Plantas de Vapor

4. DESARROLLO

PREPARACIÓN Y AJUSTE DEL EQUIPO

- Inspeccionar que la válvula de salida de vapor (1) esté cerrada.
- Verificar que las válvulas de nivel de agua (2) estén abiertas, el nivel se puede ver en el tubo pírex. Verificar además las válvulas de paso del tanque de condensado hacia la bomba de alimentación.

- Verificar que la llave de desfogue de agua o purga (3) esté cerrada.
- La llave de paso de gas y la llave de paso de agua (4) siempre deben estar abiertas.
- Verificar que todas las válvulas de paso de las líneas de distribución de vapor (5) se encuentren cerradas
- Comprobar que los equipos consumidores de vapor (6) estén correctamente conectados
- Verificar que las válvulas de paso de las líneas de retorno de condensado (7) se encuentren abiertas hasta el tanque de almacenamiento
- Colocar agua en el tanque de reserva de condensado (8).
- Conectar la entrada de energía eléctrica del tablero de mando del banco de pruebas a una toma de 110V.

PROCEDIMIENTO

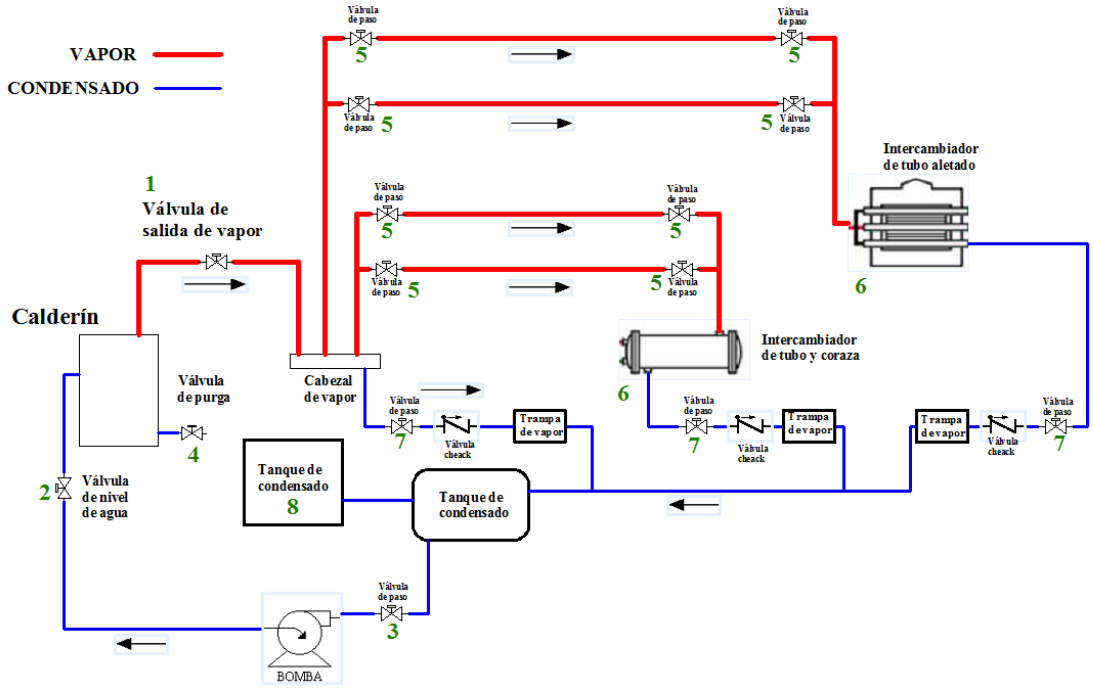


Figura: Esquema del banco de pruebas

- Como primer paso se debe asegurar que la caldera posee el nivel de agua suficiente así como al tanque de condensado.
- Presionar el botón de encendido (botón verde) del tablero de control. La caldera y el equipo funcionan automáticamente.

- Verificar durante el funcionamiento que el suministro de agua y de gas sea permanente y no existan fugas en dichas entradas.
- Esperar que el calderín genere vapor (aproximadamente 15 minutos).
- Cuando la caldera haya alcanzado su máxima presión de trabajo y antes de abrir la llave de salida de vapor, se debe abrir y cerrar la llave de purga durante 5 segundos y luego cerrarla con la finalidad de que todas las impurezas posibles que estén en el caldero sean evacuadas.
- Una vez alcanzada la presión de trabajo se abre lentamente la llave de salida de vapor para evitar que la tubería comience a oscilar y genere golpe de ariete en los equipos.
- Luego de alimentar con vapor al distribuidor o cabezal, se debe abrir de igual forma que en el paso anterior lentamente las válvulas de paso, de las líneas que deseamos recorrer hasta los procesos.
- Verificar el funcionamiento de los equipos consumidores de vapor, y su comportamiento a diferentes presiones.
- Para apagar el caldero se debe colocar el selector en la posición de apagado y verificar que la llave de salida vapor y de las líneas de distribución estén cerradas.

5. CÁLCULO Y RESULTADOS

Llenar las tablas de datos que se indican a continuación:

Tiempo en producir vapor (min)	Presión de Vapor de salida (PSI)	Temperatura(°C)	Observaciones

Presión de Vapor (PSI)	Temperatura(°C)	Observaciones

6. ACTIVIDADES DEL ALUMNO

- Revisar los parámetros iniciales de los equipos y calderín
- Encender el Calderín
- Ajustar los parámetros a calibrar como presión, nivel de agua, etc.

7. CONCLUSIONES

_____

_____

_____

_____

8. CUESTIONARIO

Realice un cuadro comparativo entre las calderas pirotubulares y las calderas acuatubulares.

- ¿Cuáles son los factores fundamentales a considerar dentro del proceso de encendido y ajuste de una caldera?
- ¿Qué implica el ingreso de agua a una temperatura baja en una caldera? ¿Cómo afecta el rendimiento de la misma?

PRÁCTICA N°	TIEMPO ESTIMADO	TEMA	ASIGNATURA
		Intercambiador de calor carcasa y tubos	Transferencia de calor

1. OBJETIVOS

- Establecer el balance de energía del intercambiador.
- Calcular la eficiencia y el coeficiente global de transferencia de calor en dos sentidos de flujo.

2. EQUIPOS

- Calderín E-LEF-012
- Banco de Pruebas de Plantas de Vapor. Equipo: Intercambiador de calor de tubo y coraza
- Termómetro

3. MARCO TEÓRICO

- Intercambiadores de calor
- Tipos de intercambiadores de calor
- Intercambiadores de calor de carcasa y tubos.
    - Operación Flujo Paralelo
    - Operación Flujo Cruzado

4. DESARROLLO

Preparación y ajuste del equipo

- Conectar el calderín E-LEF-012 de alimentación de vapor al equipo (banco de pruebas de plantas de vapor), revisar las válvulas de paso de las líneas de distribución de vapor.
- Además se debe inspeccionar que la conexión a la fuente de agua fría esté acoplada con el intercambiador de calor y no posea fugas, de igual manera se debe

llenar el tanque reservorio de éste equipo que proporcionará agua fría al intercambiador.

- Verificar que la alimentación eléctrica de la bomba esté conectada adecuadamente en el tablero de control de la unidad de servicio.

Procedimiento

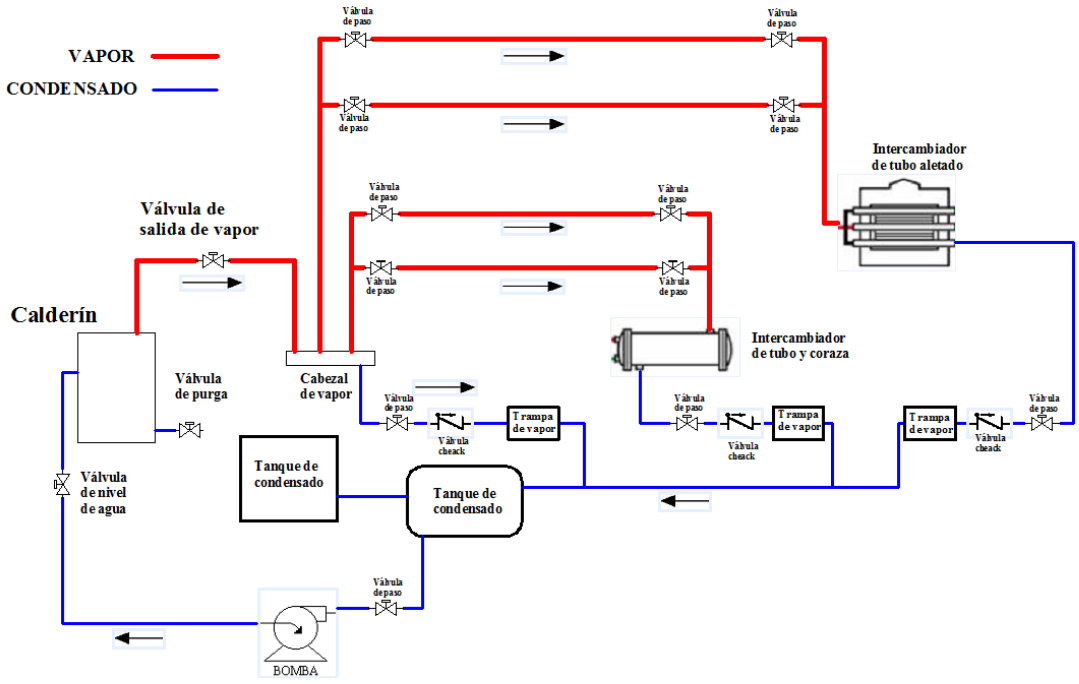


Figura: Esquema del banco de pruebas

- Ubicar el calderín E-LEF-012 en la unidad de acople del banco de pruebas de plantas de vapor y verificar las válvulas de alimentación.
- Encender la unidad de servicio con el botón de encendido del tablero de control, y alimentar con vapor el intercambiador de calor de tubos y coraza.
- Con ayuda de las válvulas de paso de las líneas de vapor, regulamos las presiones de entrada al equipo con diferentes aberturas de las mismas.
- Con las presiones obtenidas seleccionamos las temperaturas correspondientes a cada una de estas presiones de alimentación.
- Calculamos las temperaturas de salida del vapor con la caída de presión dentro del equipo.
- Realizamos el mismo proceso para las muestras de presiones escogidas, y obtenemos las condiciones necesarias para los posteriores cálculos.

- Apagamos el equipo y desarrollamos el informe de práctica con los valores obtenidos.

5. CÁLCULO Y RESULTADOS

Algunos de las fórmulas y constantes necesarias para éste ejercicio son:

CONSTANTE	MEDIDA	UNIDAD
Longitud de transferencia de calor por tubo	0.90	m
Longitud total	4.5	m
Diámetro interno del tubo	0.0086	m
Diámetro externo del tubo	0.0095	m

Flujo Contracorriente.

Para cada serie de valores, tomados los resultados deben ser tabulados bajo la siguiente estructura:

Calor emitido (Fluido caliente: Vapor)	$\dot{Q}_C = \dot{m_C} \cdot Cp_C(T_1 - T_2)$	W
Calor ganado o perdido total	$\dot{Q} = \dot{Q}_C - \dot{Q}_F$	W
Eficiencia Global	$n = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{Q}_C} \times 100$	%
Reducción de temperatura del vapor	$\Delta Tc = T_1 - T_2$	°C
Aumento de temperatura Agua Fría	$\Delta Tf = T_4 - T_3$	°C
Eficiencia del vapor	$n_C = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_3} \times 100$	%
Eficiencia Agua Fría	$n_F = \frac{T_4 - T_3}{T_1 - T_3} \times 100$	%
Eficiencia Promedio	$n_m = \frac{n_C + n_F}{2} \times 100$	%
Diferencia Temperatura Media Logarítmica	$MLDT = \frac{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)}{\ln\left(\frac{(T_2 - T_3)}{(T_1 - T_4)}\right)}$	°C
Área de transferencia	$A = \pi * L * dm$	m^2
Diámetro medio	$dm = \frac{d_e - d_i}{2}$	m
Coeficiente Global de Transferencia de calor	$U = \frac{\dot{Q}_C}{A * MLDT}$	W/m^2K

Flujo Paralelo.

Para cada serie de valores tomados los resultados deben ser tabulados bajo la siguiente estructura:

Calor ganado (agua fría)	$\dot{Q}_C = \dot{m_C} \cdot Cp_C(T_1 - T_2)$	W
Calor ganado o perdido total	$\dot{Q} = \dot{Q}_C - \dot{Q}_F$	W
Eficiencia Global	$n = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{Q}_C} \times 100$	%
Reducción de temperatura del vapor	$\Delta Tc = T_1 - T_2$	°C
Aumento de temperatura Agua Fría	$\Delta Tf = T_4 - T_3$	°C
Eficiencia Térmica del vapor	$n_C = \frac{T_2 - T_1}{T_2 - T_3} \times 100$	%
Eficiencia Térmica del Agua Fría	$n_F = \frac{T_4 - T_3}{T_2 - T_3} \times 100$	%
Eficiencia Promedio	$n_m = \frac{n_C + n_F}{2} \times 100$	%
Diferencia Temperatura Media Logarítmica	$MLDT = \frac{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)}{\ln\left(\frac{(T_2 - T_3)}{(T_1 - T_4)}\right)}$	°C
Área de transferencia	$A = \pi * L * dm$	m^2
Diámetro medio	$dm = \frac{d_e - d_i}{2}$	m
Coeficiente Global de Transferencia de calor	$U = \frac{\dot{Q}_C}{A * MLDT}$	W/m^2K

6. ACTIVIDADES DEL ALUMNO

- Llenar la siguiente tabla con los resultados del cálculo para las dos fases de experimentación:

%Vapor	% H2O Fría	Temperatura de reservorio °C	$\dot{Q}_C$	$\dot{Q}_F$	$\dot{Q}$	n	n_C	n_F	$MLDT$	U

- Realizar un gráfico temperatura de agua fría vs agua caliente donde se puedan observar las líneas a través de los puntos.

NOTA: El material de los tubos internos es cobre, mientras que la superficie externa es acero negro.

7. CONCLUSIONES

_____

_____

_____

_____

8. CUESTIONARIO

Realizar un cuadro comparativo de intercambiadores de calor de carcasa y tubos, placas y concéntricos.

- ¿Cómo afecta el cambio en el valor de los caudales de agua fría y vapor en la transferencia de calor? ¿Influye de alguna manera el número de tubos?
- ¿Cómo influye el sentido del flujo, ya sea contracorriente o corriente paralela, a la transferencia de calor?

PRÁCTICA N°	TIEMPO ESTIMADO	TEMA	ASIGNATURA
		Eficiencia energética	Plantas de vapor

1. OBJETIVOS

- Determinar las pérdidas de calor en las líneas de distribución de vapor.
- Calcular el costo del vapor que ocasionan las pérdidas en la tubería de distribución.

2. EQUIPOS

- Calderín E-LEF-012
- Banco de Pruebas de Plantas de Vapor. Equipo: Intercambiador de calor de tubo y coraza
- Termómetro

3. MARCO TEÓRICO

- Eficiencia energética
- Eficiencia en plantas de vapor
- Pérdidas de calor en la tubería de distribución de vapor
    - Perdidas por tubería sin aislamiento
    - Perdidas por tubería con agujeros

4. DESARROLLO

Preparación y ajuste del equipo

- Conectar el calderín E-LEF-012 de alimentación de vapor al equipo (banco de pruebas de plantas de vapor), revisar las válvulas de paso de las líneas de distribución de vapor.
- Además se debe inspeccionar que la conexión a la fuente de agua fría éste acoplada con el intercambiador de calor y no posea fugas, de igual manera se debe

llenar el tanque reservorio de éste equipo que proporcionará agua fría al intercambiador.

- Verificar que la alimentación eléctrica de la bomba esté conectada adecuadamente en el tablero de control de la unidad de servicio.

Procedimiento

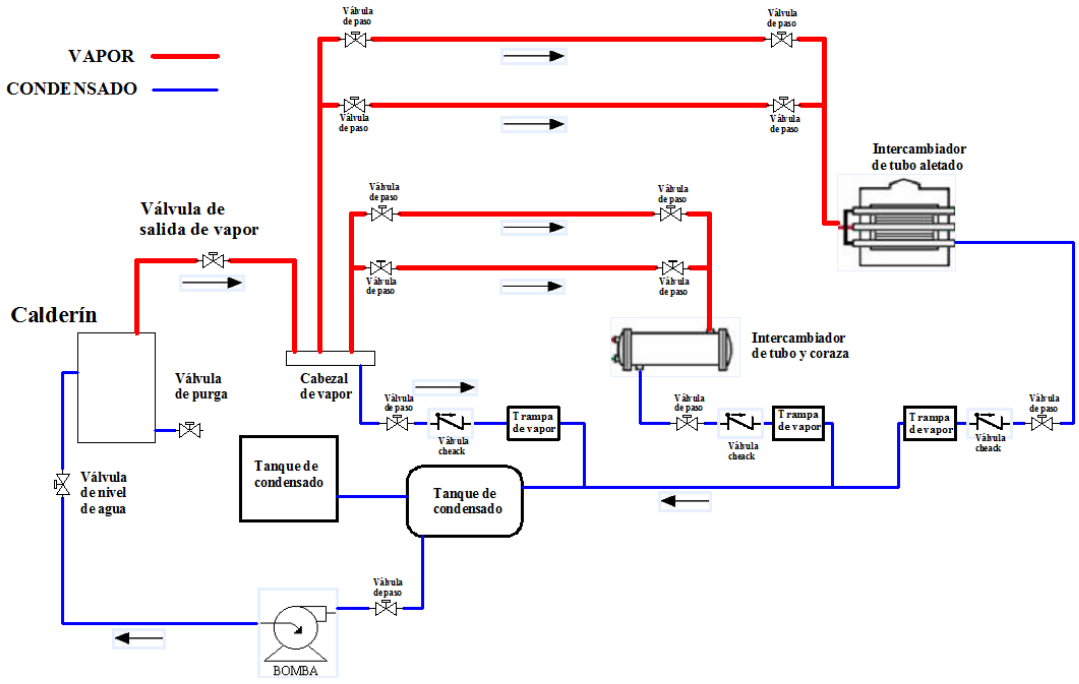


Figura: Esquema del banco de pruebas

- Ubicar el calderín E-LEF-012 en la unidad de acople del banco de pruebas de plantas de vapor y verificar las válvulas de alimentación.
- Encender la unidad de servicio con el botón de encendido del tablero de control, y alimentar con vapor el intercambiador de calor de tubos y coraza.
- Con ayuda de las válvulas de paso de las líneas de vapor, aislamos las tuberías de distribución por trayectos con la finalidad de realizar el estudio de eficiencia energética a cada trayecto de forma independiente o combinada.
- Con las líneas de distribución que proporciona vapor al equipo calefactor se puede obtener tubería aislada, y tubería sin aislamiento, abriendo o cerrando las válvulas de paso por cada trayecto de vapor. El mismo proceso se realiza para el equipo intercambiador de calor de tubo y coraza.

- Con los datos de pérdidas de calor en las tuberías y fugas de vapor, se procede a calcular el costo de dichas perdidas.
- Apagamos el equipo y desarrollamos el informe de práctica con los valores obtenidos.

5. CÁLCULO Y RESULTADOS

Algunos de las fórmulas y constantes necesarias para éste ejercicio son:

- Tasa de condensado (kg/h):

$$\mathbf{m} = \frac{\mathbf{Q} \times \mathbf{L} \times \mathbf{3.6}}{\mathbf{h_{fg}}} \times \mathbf{F}$$

Donde:

Q: Emisión de calor en W/m (Tabla)

L: Longitud de la tubería en metros

h_{fg}: Entalpía de evaporación en kJ/kg (Tabla)

F: Factor de aislamiento, 1 para tuberías desnudas hasta 0.1 para buen aislamiento.

- Fugas de Vapor (kg/h):

$$\mathbf{M_L = 0.53 \times d^2 \times p^{0.8}}$$

Donde:

d: Diámetro del orificio en milímetros

p: Presión del vapor en bar

- Costo de las pérdidas:

$$\mathbf{Costo} = \frac{\mathbf{Costo\ del\ vapor}_{\mathbf{\text{a presion de servicio}}}}{\mathbf{1000\ lib}} \times \mathbf{Perdidas\ de\ calor\ en\ la\ tuberia}$$

- El costo del vapor a la presión de servicio:

$$\textbf{Costo del vapor}_{\textbf{a presion de servicio}} = \frac{\textbf{Presión}_{\textbf{combustible}}}{\textbf{Poder calorifico}_{\textbf{combustible}}} \times \mathbf{1000} \times \textbf{Vapor neto} \times \frac{\mathbf{100}}{\textbf{eficiencia de combustión}}$$

- **Vapor neto (BTU/lib):**

$$\textbf{Vapor neto} = \textbf{Calor latente vapor} - \textbf{Cantidad de energía neta en T. A.}$$

T.A.: Tanque de alimentación

- Cantidad de energía neta en el tanque de alimentación:

$$\text{Cantidad de energia neta en T. A.} = \text{Temperatura del T. A.} - \text{Temperatura de agua de reposición}$$

Solo en éste caso °F= BTU/lib o °C=kcal/kg

6. ACTIVIDADES DEL ALUMNO

- Llenar la siguiente tabla con los resultados del cálculo para las dos fases de experimentación:

Presión de servicio	Longitud de tubería	Longitud equivalente de accesorios	Factor de aislamiento	Diámetro orificio	Precio combustible	Costo Vapor

- Realizar una relación entre el costo de pérdidas por tubería aislada y tubería sin aislamiento.

NOTA: El material de los tubos es acero negro Cedula 40 de 1 pulgada, y el aislamiento es de lana de vidrio.

7. CONCLUSIONES

_____

_____

_____

_____

8. CUESTIONARIO

Realizar un cuadro comparativo de intercambiadores de calor de carcasa y tubos, placas y concéntricos.

- ¿Cómo afecta el cambio en el valor de los caudales de agua fría y vapor en la transferencia de calor? ¿Influye de alguna manera el número de tubos?

- ¿Cómo influye el sentido del flujo, ya sea contracorriente o corriente paralela, a la transferencia de calor?

g.- DISCUSIÓN

Se realizó el diseño y construcción de un banco de pruebas para la unidad de platas de vapor, y materias afines. Se ha dividido cada uno de estos procesos en secciones independientes, y basados en un esquema básico utilizado en la unidad de plantas de vapor, para facilitar al lector una mayor comprensión de los contenidos.

Para lograr dicha construcción y cumplir con los objetivos planteados, se procedió a realizar un estudio térmico al calderín E-LEF-012, verificando los datos técnicos proporcionados por los constructores de dicho equipo, utilizando un proceso de balance térmico (que se basó en conceptos de flujo de calor), dando como resultado rendimientos de similares características con un valor de 85%, además de un flujo de calor de 4.41 kW, verificando de esta forma que los datos de los constructores son correctos.

Para la producción de vapor en un equipo cualquiera, es necesario que se suministre agua a dicho equipo, de ahí que los cálculos de diseño del banco iniciaron a partir del sistema de agua de alimentación al calderín, el cual consta de un tanque de retorno de condensado y una bomba de agua que sea capaz de operar con agua caliente sin presentar complicaciones, ya que el agua contenida en el tanque de retorno de condensado se mantendrá por encima de la temperatura ambiente para mejorar la eficiencia energética del calderín y disminuir el consumo de combustible.

Con la producción de vapor establecida, se seleccionaron las líneas de vapor y retorno de condensado, y se diseñó el circuito que alimentara de vapor a los equipos consumidores, en éste caso los dos intercambiadores de calor (intercambiador de tubo aletado o calefactor y el intercambiador de tubo y coraza), de acuerdo a éste circuito se pudo establecer el número de accesorios, válvulas y trampas de vapor necesarios en la construcción y posterior montaje del banco.

El diseño del intercambiador de calor de tubo y coraza, se lo realizó mediante el método de Kern, el mismo que consta de varias etapas, en las que sobresale la “Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LDMT)” y la selección de un diseño previo (cuyas características se las contrastó con las que se obtuvieron en la etapa de LDMT), las dimensiones de éste último fueron las que presentaron complicaciones, debido a que sus

características finales debían ser similares a las que se obtuvieron utilizando la LDMT, para facilitar esta selección se utilizó el programa de cálculo MathCad, en el cual se puede obtener valores diferentes modificando los datos iniciales hasta llegar a los datos del diseño escogido para la construcción. En el diseño del intercambiador de tubos aletados o radiador, se realizó un proceso similar de selección de un diseño previo, en éste no se presentaron mayores complicaciones, ya que a éste diseño se le realizaron los cálculos de forma directa según las condiciones del vapor, para obtener condiciones máximas de operación.

Para el accionamiento de operación del banco, hubo la necesidad de realizar un circuito electrónico que opere al calderín con el tablero de control principal, pero sin afectar su grado de independencia, es decir, operar el banco de forma semiautomática sin alterar las condiciones iniciales del calderín. Este circuito electrónico se lo articula al circuito eléctrico de control y mando, para facilitar su operatividad con las botoneras de paro y arranque. Finalizando de esta forma la construcción del banco con las respectivas guías de prácticas, estas guías se basaron en los procesos constructivos del banco, datos que tendrá que corroborar el estudiante que realice prácticas en éste banco de pruebas para plantas de vapor y materias afines.

h.- CONCLUSIONES

- Se logró verificar las características de operación y funcionamiento del calderín E-LEF-012, mediante un estudio basado en un balance térmico del calderín.

- Se diseñó un circuito de vapor en el que cual constan las líneas de distribución de vapor a los intercambiadores de calor, las líneas de retorno de condensado y tanque de alimentación, además de un sistema para calentamiento de agua con el intercambiador de tubo y coraza.

- Se logró diseñar los intercambiadores de calor con sus respectivos planos de construcción, los esquemas eléctricos y electrónicos de operación del banco de pruebas, además se seleccionaron los elementos básicos a utilizar en el circuito de vapor diseñado, como válvulas, trampas de vapor y bombas,

- Se realizó la construcción de los dos intercambiadores de calor, del cabezal de vapor y de la estructura de soporte del banco de pruebas, en esta estructura se realizó el montaje de los componentes de dicho banco.

- Se elaboraron las principales guías de prácticas correspondientes al funcionamiento y estudio del banco de pruebas para plantas de vapor y materias afines.

i.- RECOMENDACIONES

- Antes de la utilización del banco se debe revisar los niveles de agua de los tanques, estado de las válvulas, alimentación de combustible, conexiones eléctricas y sobre todo revisar el correcto acople entre el banco y el calderín.

- Se debe tener cuidado en la manipulación directa de los equipos de vapor existentes en el banco, debido a que están expuestos a elevadas temperaturas y pueden ocasionar quemaduras a la piel.

- Verificar la correcta instalación de los cables del circuito electrónico encargado de operar el calderín.

- Cebar correctamente las bombas antes del encendido del banco.

- Revisar el estado del cable sensor del control de temperatura, ya que está expuesto a daños exteriores.

- No cambiar bruscamente el estado de las válvulas del banco (abierto-cerrado), para evitar el golpe de ariete.

- Al finalizar la práctica, se debe apagar y desconectar el banco de la fuente eléctrica y cerrar las válvulas de distribución de vapor

j.- BIBLIOGRAFÍA

LIBROS:

Aguilar Osorio, Rita y Flores González, Rafael. 2010. Metodologia para el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza. Mexico : Instituto Politecnico Nacional, 2010. Vols. Revista de la Asociación Mexicana de Metodología de la Ciencia y de la Investigación,.

ALVARADO, José y ROMERO, Edgar. 2009. *Energías Renovables.* Bogotá : CEAC, 2009.

Alvarado, S.A. Klein y F.L. 2001. Engineering Equation Solver Software. s.l. : Academia EEs, 2001. Vol. 6.271.

Armstrong. 2012. Guia para la Conservación de Vapor en el Drenado de OCndensados. *Evaluacion y Seleccio de Trampas de Vapor.* Mexico D.F. : Armstrong World Industries.

BASU, Prabir, KEFA, Cen y JESTIN, Louis. 1999. *Boilers and Burners: Design and Theory (Mechanical Engineering Series).* Nueva York : Springer-Verlag Inc., 1999.

CARRIÓN, Carlos. 2008. *Máquinas eléctricas.* México : Mc Graw-Hill, 2008.

Cengel, Yunes A. y Boles, Michael A. 2011. *Termodinámica.* Mexico : McGRAW-HILL EDITORES S.A., 2011. 978-607-15-0743-3.

Chemonics International Inc. 2011. Guía de Buenas Prácticas en Eficiencia Energética para Sistemas de Vapor. s.l., Estados Unidos : USAID, Junio de 2011.

Comision Nacional para el Ahorro de Energia . 2002. Guía de Vapor para la Industria. s.l., Estados Unidos : Department of Energy de los E.E.U.U., Octubre de 2002.

GAFFERT, G. A. 1981. *Centrales de Vapor.* Barcelona : Reverté S.A., 1981.

ISOVER. 2011. MAnual de Aislamiento en la Indistria. s.l. : Salvador Escoda, 2011.

Junta de Castilla y León. 2010. Eficiencia energética en redes de vapor. *Eficiencia energética en redes de vapor.* Castila : I. Sorles. LEÓN, 2010.

Kobe, K. A. y Lynn, R. E. 1993. Chemical Review. *Handbook of Fundamentals.* Atlanta : ASHRAE, 1993.

LEÓN ROQUE, Jorge Luis. 2006. Guia de Practicas de Laboratorio en Calderas Pirotubulares de Cuatro Pasos para el Curso de Plantas de Vapor. Guatemala : Universidad de San Carlos de Guatemala, Abril de 2006.

Mazarío, Israel y Mazarío, Cecilia. 2009. ENSEÑAR Y APRENDER. Cuba : Universidad de Matanzas, 2009.

MERCAILLAMENT. 2011. Manual de Aislamiento en la Industria. *Division Aislamiento:Manual de Aislamiento en la Industria.* Salvador : Badalona, 2011.

RAMÍREZ, Patricio. 2012. *Transferencia de Calor.* Loja : UNL, 2012.

Perry, Robert, Green, Don y Maloney, James. Manual del Ingeniero Químico . Kansas : McGRAW-WILL. Vol. VI, 3.

Salesiana, Universidad Politécnica. 2010. Estructura de guias de practicas. *Laboratorio de ingenierias.* Quito : s.n., 2010.

SEVERNS, W. H., DEGLER, H. E. y MILES, J. C. 1982. *ENERGÍA mediante Vapor, Aire o Gas.* Barcelona : Reverté, 1982.

Thermoequipos C.A. 2010. Intercambiadores de Calor. Valencia : Industrial Carabobo, 2010. 5.

Vega, Luis. 2012. Operaciones Unitarias. Intercambiadores de Calor de Tubo y Coraza. 2012.

TESIS:

CRUZ APUNTE, Gabriel Romel. 2011. Reingeniería del sistema de distribución de vapor al área de lavandería y cocina del Hospital Gineco Obstétrico "Isidro Ayora". Quito, Pichincha, Ecuador : Escuela Politécnica Nacional, Diciembre de 2011.

Fonseca Maldonado , Pedro José. 2011. *DISEÑO DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR PARA UNA LAVANDERIA INDUSTRIAL.* Guatemala : Universidad de San Carlos, 2011.

Iguaran Duarte, Omar Arturo y Martinez barrios, Diana Milena. 2008. *Diseño y construccion de una mini caldera pirotubular para el laboratorio de transferencia de calor.* Bucaramanga : Universidad Industrial de Santander, 2008.

PEÑALBA, Jordi. 2004. Modelado y Simulacion de una Caldera Convencional. Cataluña, España : Universitat Rovira i Virgili, 2004.

Peñaloza Pérez, Jairo L. y Urggiles Remache, Fausto Marcelo. 2009. Diseño y construccion de un intercambiador de calor de tuberia aletada para el laboratorio de Térmicas de la facultad de mecánica. Riobamba : s.n., 2009.

RODRÍGUEZ VÁSQUEZ, José Renato. 2006. Desarrollo de un Sistema de Control Avanzado de la Presion del Vapor en una Caldera de Tubos de Fuego. s.l., Perú : Pontifica Universidad Católica del Perú, 2006.

SITIOS WEB:

Compañia Suramericana de Seguros S.A. Calderas.pdf. *ingecap.* [En línea] [Citado el: 03 de Julio de 2012.] http://www.ingecap.com/pdf/CALDERAS.pdf.

FERNÁNDEZ, Pedro. 2000. Biblioteca sobre Ingeniería Energética. *Redsauce Engineering Services.* [En línea] 09 de 2000. [Citado el: 23 de Junio de 2012.] http://libros.redsauce.net/.

La Llave. 2009. Boletín técnico La Llave. *Criterios para seleccionar una trampa de vapor.* s.l. : En linea: http://www.leer-mas.com/lallave/news11/info2.php, 2009. Vol. 11.

Moya Rodrigues, Jorge. 2012. Monografias.com. *Procedimientos para el Diseño de Intercambiadores de Calor de tubo y coraza.* [En línea] 27 de Junio de 2012. http://www.monografias.com/trabajos93/procedimientos-diseno-intercambiadores-calor-tubo-y-coraza/procedimientos-diseno-intercambiadores-calor-tubo-y-coraza.shtml.

PEDROLLO. 2011. Catalogo de productos. *Caracteristicas de bomba Pk-m* . s.l. : http://www.pedrollo.com/cms/SPA/productos.html, 2011.

SASSAULT systemes. 2012. Coeficiente de transferencia de calor por convección. s.l. : http://help.solidworks.com/2011/spanish/SolidWorks/cworks/LegacyHelp/Simulation/AnalysisBackground/ThermalAnalysis/Convection_Topics/Convection_Heat_Coefficient.htm, 2012.

Spirax Sarco. 2014. First for Steam Solutions. Mexico : http://www.spiraxsarco.com/, 2014.

Trouble Less Valves(TLV). 2012. Aplicaciones Principales para el Vapor de Agua. *Compañia Especialista en Vapor.* [En línea] 2012. [Citado el: 15 de Julio de 2012.] http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/principal-applications-for-steam.html.

k. ANEXOS

ANEXOS 1:

TABLAS

Tabla 01:

Masa molar, constante de gas y propiedades del punto crítico

Sustancia	Fórmula	Masa molar, M kg/kmol	Constante de gas, R kJ/kg · K*	*Propiedades del punto crítico* Temperatura, K	Presión, MPa	Volumen, m^3/kmol
Agua	H_2O	18.015	0.4615	647.1	22.06	0.0560
Aire	—	28.97	0.2870	132.5	3.77	0.0883
Alcohol etílico	C_2H_5OH	46.07	0.1805	516	6.38	0.1673
Alcohol metílico	CH_3OH	32.042	0.2595	513.2	7.95	0.1180
Amoniaco	NH_3	17.03	0.4882	405.5	11.28	0.0724
Argón	Ar	39.948	0.2081	151	4.86	0.0749
Benceno	C_6H_6	78.115	0.1064	562	4.92	0.2603
Bromo	Br_2	159.808	0.0520	584	10.34	0.1355
n-Butano	C_4H_{10}	58.124	0.1430	425.2	3.80	0.2547
Cloro	Cl_2	70.906	0.1173	417	7.71	0.1242
Cloroformo	$CHCl_3$	119.38	0.06964	536.6	5.47	0.2403
Cloruro metílico	CH_3Cl	50.488	0.1647	416.3	6.68	0.1430
Criptón	Kr	83.80	0.09921	209.4	5.50	0.0924
Diclorodifluorometano (R-12)	CCl_2F_2	120.91	0.06876	384.7	4.01	0.2179
Diclorofluorometano (R-21)	$CHCl_2F$	102.92	0.08078	451.7	5.17	0.1973
Dióxido de carbono	CO_2	44.01	0.1889	304.2	7.39	0.0943
Dióxido de sulfuro	SO_2	64.063	0.1298	430.7	7.88	0.1217
Etano	C_2H_6	30.070	0.2765	305.5	4.48	0.1480
Etileno	C_2H_4	28.054	0.2964	282.4	5.12	0.1242
Helio	He	4.003	2.0769	5.3	0.23	0.0578
n-Hexano	C_6H_{14}	86.179	0.09647	507.9	3.03	0.3677
Hidrógeno (normal)	H_2	2.016	4.1240	33.3	1.30	0.0649
Metano	CH_4	16.043	0.5182	191.1	4.64	0.0993
Monóxido de carbono	CO	28.011	0.2968	133	3.50	0.0930
Neón	Ne	20.183	0.4119	44.5	2.73	0.0417
Nitrógeno	N_2	28.013	0.2968	126.2	3.39	0.0899
Óxido nitroso	N_2O	44.013	0.1889	309.7	7.27	0.0961
Oxígeno	O_2	31.999	0.2598	154.8	5.08	0.0780
Propano	C_3H_8	44.097	0.1885	370	4.26	0.1998
Propileno	C_3H_6	42.081	0.1976	365	4.62	0.1810
Tetracloruro de carbono	CCl_4	153.82	0.05405	556.4	4.56	0.2759
Tetrafluoroetano (R-134a)	CF_3CH_2F	102.03	0.08149	374.2	4.059	0.1993
Triclorofluorometano (R-11)	CCl_3F	137.37	0.06052	471.2	4.38	0.2478
Xenón	Xe	131.30	0.06332	289.8	5.88	0.1186

*La unidad en kJ/kg · K es equivalente a kPa · m^3/kg · K. La constante de gas se calcula de $R = R_u/M$, donde $R_u = 8.31447$ kJ/kmol · K y M es la masa molar.

Tabla 01: Maso molar, constante de gases y propiedades del punto crítico (Cengel, y otros, 2011)

Tabla 02:

Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta a 25°C, 1 atm

Sustancia	Fórmula	$\bar{h}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{g}_f^\circ$ kJ/kmol	$\bar{s}^\circ$ kJ/kmol · K
Acetileno	$C_2H_2(g)$	+226,730	+209,170	200.85
Agua	$H_2O(\ell)$	−285,830	−237,180	69.92
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(g)$	−235,310	−168,570	282.59
Alcohol etílico	$C_2H_5OH(\ell)$	−277,690	−174,890	160.70
Alcohol metílico	$CH_3OH(g)$	−200,670	−162,000	239.70
Alcohol metílico	$CH_3OH(\ell)$	−238,660	−166,360	126.80
Amoniaco	$NH_3(g)$	−46,190	−16,590	192.33
Benceno	$C_6H_6(g)$	+82,930	+129,660	269.20
n-butano	$C_4H_{10}(g)$	−126,150	−15,710	310.12
Carbón	$C(s)$	0	0	5.74
Dióxido de carbono	$CO_2(g)$	−393,520	−394,360	213.80
n-dodecano	$C_{12}H_{26}(g)$	−291,010	+50,150	622.83
Etano	$C_2H_6(g)$	−84,680	−32,890	229.49
Etileno	$C_2H_4(g)$	+52,280	+68,120	219.83
Hidrógeno	$H_2(g)$	0	0	130.68
Hidrógeno	$H(g)$	+218,000	+203,290	114.72
Hidroxilo	$OH(g)$	+39,460	+34,280	183.70
Metano	$CH_4(g)$	−74,850	−50,790	186.16
Monóxido de carbono	$CO(g)$	−110,530	−137,150	197.65
Nitrógeno	$N_2(g)$	0	0	191.61
Nitrógeno	$N(g)$	+472,650	+455,510	153.30
n-octano	$C_8H_{18}(g)$	−208,450	+16,530	466.73
n-octano	$C_8H_{18}(\ell)$	−249,950	+6,610	360.79
Oxígeno	$O_2(g)$	0	0	205.04
Oxígeno	$O(g)$	+249,190	+231,770	161.06
Peróxido de hidrógeno	$H_2O_2(g)$	−136,310	−105,600	232.63
Propano	$C_3H_8(g)$	−103,850	−23,490	269.91
Propileno	$C_3H_6(g)$	+20,410	+62,720	266.94
Vapor de agua	$H_2O(g)$	−241,820	−228,590	188.83

Tabla 02: Entalpía de formación, función de Gibbs de formación y entropía absoluta. (Cengel, y otros, 2011)

Tabla 03: Factor de evaporación

temperatura del agua de alimentación		presión Kg. / cm2														
		Lb./pulg2														
		0,35	0,7	1,41	3,52	4,92	6.33	7.03	7.73	9.14	10.5	12.0	13.4	14.1	15.8	17.6
º C	º F	5	10	20	50	70	90	100	110	130	150	170	190	200	225	250
0.0	32	1.19	1.19	1.20	1.214	1.219	1.223	1.225	1.226	1.229	1.231	1.233	1.235	1.236	1.237	1.239
4.4	40	1.18	1.18	1.19	1.206	1.211	1.215	1.217	1.218	1.221	1.223	1.225	1.227	1.227	1.229	1.231
10.0	50	1.17	1.17	1.18	1.196	1.201	1.205	1.206	1.208	1.211	1.213	1.215	1.216	1.217	1.219	1.220
15.6	60	1.16	1.16	1.17	1.185	1.190	1.194	1.196	1.198	1.200	1.202	1.204	1.206	1.207	1.209	1.210
21.1	70	1.15	1.15	1.16	1.175	1.180	1.184	1.186	1.187	1.190	1.192	1.194	1.196	1.196	1.198	1.200
26.7	80	1.14	1.14	1.15	1.162	1.170	1.174	1.176	1.177	1.180	1.182	1.184	1.185	1.186	1.188	1.189
32.2	90	1.13	1.13	1.14	1.154	1.160	1.164	1.165	1.167	1.170	1.172	1.173	1.175	1.176	1.178	1.179
37.8	100	1.12	1.12	1.13	1.144	1.149	1.153	1.155	1.156	1.159	1.161	1.163	1.165	1.166	1.167	1.169
43	110	1.11	1.11	1.12	1.134	1.139	1.143	1.145	1.146	1.149	1.151	1.153	1.155	1.155	1.157	1.159
49	120	1.10	1.10	1.11	1.124	1.129	1.133	1.134	1.136	1.139	1.141	1.143	1.144	1.145	1.147	1.148
54	130	1.09	1.09	1.10	1.113	1.118	1.123	1.124	1.126	1.128	1.130	1.132	1.134	1.135	1.137	1.138
60	140	1.08	1.08	1.09	1.103	1.108	1.112	1.114	1.115	1.118	1.120	1.122	1.124	1.125	1.126	1.128
66	150	1.07	1.08	1.08	1.093	1.098	1.102	1.104	1.105	1.108	1.110	1.112	1.114	1.114	1.116	1.118
71	160	1.06	1.07	1.08	1.082	1.088	1.092	1.093	1.095	1.097	1.100	1.102	1.103	1.104	1.106	1.107
77	170	1.05	1.05	1.07	1.072	1.077	1.081	1.083	1.084	1.087	1.089	1.091	1.093	1.094	1.095	1.097
82	180	1.04	1.04	1.05	1.062	1.067	1.071	1.073	1.074	1.077	1.079	1.081	1.083	1.083	1.085	1.087
88	190	1.03	1.03	1.04	1.052	1.057	1.061	1.062	1.064	1.066	1.069	1.071	1.072	1.073	1.075	1.076
93	200	1.02	1.02	1.03	1.041	1.047	1.050	1.052	1.053	1.056	1.058	1.060	1.062	1.063	1.064	1.066
99	210	1.01	1.01	1.02	1.031	1.036	1.040	1.042	1.043	1.046	1.048	1.050	1.052	1.052	1.054	1.056

Tabla 03: Factor de evaporación (SEVERNS, y otros, 1982)

Tabla 04: Propiedades del agua

Temperatura °C	Densidad kg / m^3	Temperatura °C	Densidad kg / m^3	Temperatura °C	Densidad kg / m^3
0 (hielo)	917,00	33	994,76	67	979,34
0	999,82	34	994,43	68	978,78
1	999,89	35	994,08	69	978,21
2	999,94	36	993,73	70	977,63
3	999,98	37	993,37	71	977,05
4	1000,00	38	993,00	72	976,47
5	1000,00	39	992,63	73	975,88
6	999,99	40	992,25	74	975,28
7	999,96	41	991,86	75	974,68
8	999,91	42	991,46	76	974,08
9	999,85	43	991,05	77	973,46
10	999,77	44	990,64	78	972,85
11	999,68	45	990,22	79	972,23
12	999,58	46	989,80	80	971,60
13	999,46	47	989,36	81	970,97
14	999,33	48	988,92	82	970,33
15	999,19	49	988,47	83	969,69
16	999,03	50	988,02	84	969,04
17	998,86	51	987,56	85	968,39
18	998,68	52	987,09	86	967,73
19	998,49	53	986,62	87	967,07
20	998,29	54	986,14	88	966,41
21	998,08	55	985,65	89	965,74
22	997,86	56	985,16	90	965,06
23	997,62	57	984,66	91	964,38
24	997,38	58	984,16	92	963,70
25	997,13	59	983,64	93	963,01
26	996,86	60	983,13	94	962,31
27	996,59	61	982,60	95	961,62
28	996,31	62	982,07	96	960,91
29	996,02	63	981,54	97	960,20
30	995,71	64	981,00	98	959,49
31	995,41	65	980,45	99	958,78
32	995,09	66	979,90	100	958,05

Tabla 04: Peso específico del agua (Cengel, y otros, 2011)

Tabla 05: Tipos de bombas

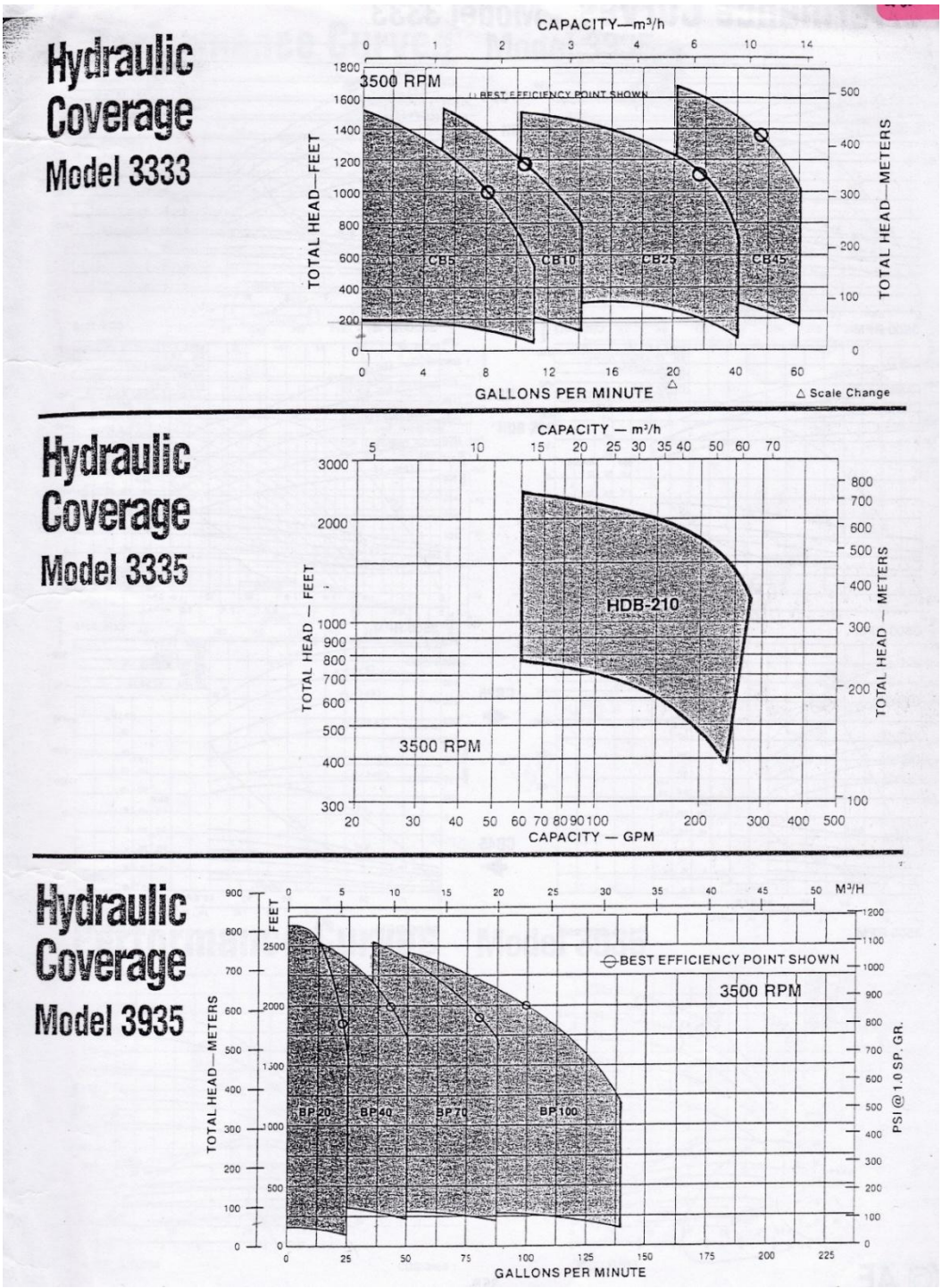


Tabla 05.1: Tipos de bombas Goulds Pumps (La Llave, 2009)

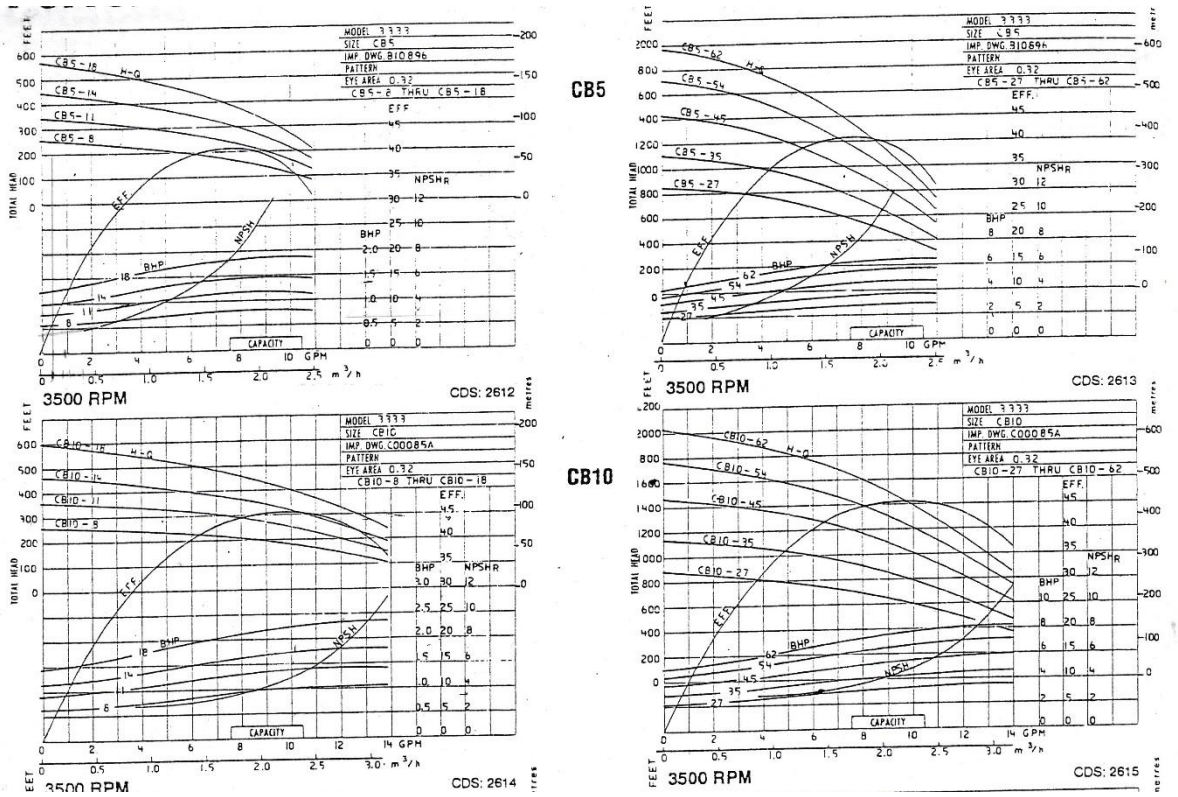


Tabla 05.2: Características de bomba Goulds Pumps 3333 (La Llave, 2009)

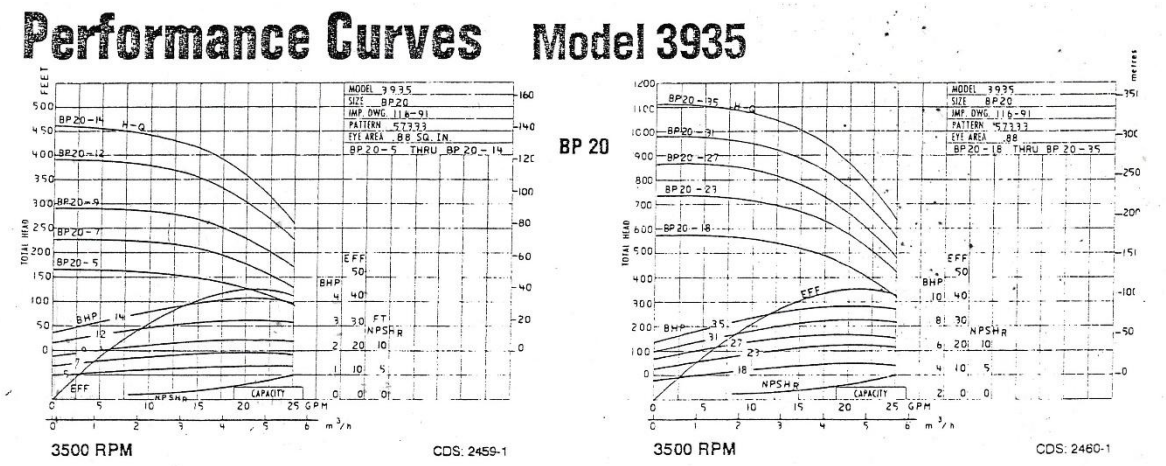
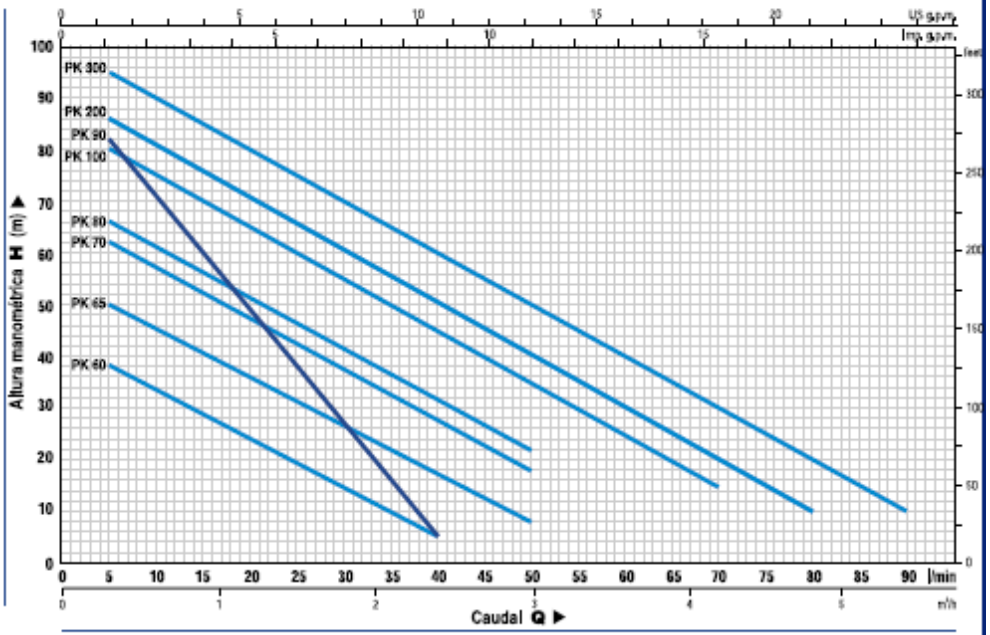


Tabla 05.3: Características de bomba Goulds Pumps 3935 (La Llave, 2009)

Tabla 06: Catalogo de bombas Pedrollo

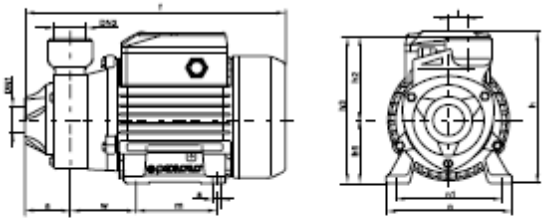
CURVAS DE FUNCIONAMIENTO A n= 3450 1/min



DATOS DE FUNCIONAMIENTO A n= 3450 1/min

MODELO BOMBA		POTENCIA		Q m³/h	0	0.3	0.6	0.9	1.2	1.5	1.8	2.1	2.4	3.0	3.6	4.2	4.8	5.4
Monofásica	Trifásica	kW	HP	l/min	0	5	10	16	20	26	30	35	40	50	60	70	80	90
PKm 60*	PK 60*	0.37	0.50	H m	40	38	33.5	29	24	19.5	15	10	5					
PKm 65	PK 65	0.50	0.70		55	50	45.5	40.5	36	31	27	22	17	8				
PKm 70	PK 70	0.60	0.85		65	62	57	52	47	42	37	32	27	18				
PKm 80	PK 80	0.75	1		70	66	61	56	51	46	41	36.5	31	22				
PKm 90	PK 90	0.75	1		90	82	71	60	49	38	27	17	5					
PKm 100	PK 100	1.1	1.5		85	80	75	70	65	60	55	50	45	35	25	15		
PKm 200	PK 200	1.5	2		90	86	81	76	71	65.5	60	55	50	40	30	20	10	
——	PK 300	2.2	3		100	95	90	85	80	75	70	65	60	50	40	30	20	10

H = ALTURA MANOMETRICA TOTAL EN METROS
Q = CAUDAL



MODELO BOMBA		DN1	DN2	DIMENSIONES mm											
Monofásica	Trifásica			a	f	h	h1	h2	h3	l	m	n	n1	w	s
PKm 60*	PK 60*	1"	1"	42	243	152	63	75	138	20	80	120	100	55	7
PKm 65	——	1"	1"	48	258	152	63	80	143	20	80	120	100	55	7
——	PK 65	1"	1"	48	250	152	63	80	143	20	80	120	100	55	7
PKm 70	PK 70	1"	1"	55	285	179	71	85	156	20	90	134	112	62	7
PKm 80	PK 80	1"	1"	55	285	179	71	85	156	20	90	134	112	62	7
PKm 90	PK 90	3/4"	3/4"	58	288	179	71	95	166	20	90	134	112	62	7
PKm 100	PK 100	1"	1"	55	322	203	80	94	174	20	100	152	125	85	9
PKm 200	——	1"	1"	55	342	203	80	94	174	20	100	152	125	95	9
——	PK 200	1"	1"	55	322	203	80	94	174	20	100	152	125	85	9
——	PK 300	1"	1"	55	342	203	80	94	174	20	100	152	125	95	9

PKm 60* es una marca registrada

Tabla **06: Bombas** Pedrollo (PEDROLLO, 2011)

Tabla 07: Propiedades de la atmósfera

Propiedades de la atmósfera a gran altitud

Altitud, m	Temperatura, °C	Presión, kPa	Gravedad g, m/s^2	Velocidad del sonido, m/s	Densidad, kg/m^3	Viscosidad μ, kg/m · s	Conductividad térmica, W/m · K
0	15.00	101.33	9.807	340.3	1.225	1.789×10^{-5}	0.0253
200	13.70	98.95	9.806	339.5	1.202	1.783×10^{-5}	0.0252
400	12.40	96.61	9.805	338.8	1.179	1.777×10^{-5}	0.0252
600	11.10	94.32	9.805	338.0	1.156	1.771×10^{-5}	0.0251
800	9.80	92.08	9.804	337.2	1.134	1.764×10^{-5}	0.0250
1000	8.50	89.88	9.804	336.4	1.112	1.758×10^{-5}	0.0249
1200	7.20	87.72	9.803	335.7	1.090	1.752×10^{-5}	0.0248
1400	5.90	85.60	9.802	334.9	1.069	1.745×10^{-5}	0.0247
1600	4.60	83.53	9.802	334.1	1.048	1.739×10^{-5}	0.0245
1800	3.30	81.49	9.801	333.3	1.027	1.732×10^{-5}	0.0244
2000	2.00	79.50	9.800	332.5	1.007	1.726×10^{-5}	0.0243
2200	0.70	77.55	9.800	331.7	0.987	1.720×10^{-5}	0.0242
2400	−0.59	75.63	9.799	331.0	0.967	1.713×10^{-5}	0.0241
2600	−1.89	73.76	9.799	330.2	0.947	1.707×10^{-5}	0.0240
2800	−3.19	71.92	9.798	329.4	0.928	1.700×10^{-5}	0.0239
3000	−4.49	70.12	9.797	328.6	0.909	1.694×10^{-5}	0.0238
3200	−5.79	68.36	9.797	327.8	0.891	1.687×10^{-5}	0.0237
3400	−7.09	66.63	9.796	327.0	0.872	1.681×10^{-5}	0.0236
3600	−8.39	64.94	9.796	326.2	0.854	1.674×10^{-5}	0.0235
3800	−9.69	63.28	9.795	325.4	0.837	1.668×10^{-5}	0.0234
4000	−10.98	61.66	9.794	324.6	0.819	1.661×10^{-5}	0.0233
4200	−12.3	60.07	9.794	323.8	0.802	1.655×10^{-5}	0.0232
4400	−13.6	58.52	9.793	323.0	0.785	1.648×10^{-5}	0.0231
4600	−14.9	57.00	9.793	322.2	0.769	1.642×10^{-5}	0.0230
4800	−16.2	55.51	9.792	321.4	0.752	1.635×10^{-5}	0.0229
5000	−17.5	54.05	9.791	320.5	0.736	1.628×10^{-5}	0.0228
5200	−18.8	52.62	9.791	319.7	0.721	1.622×10^{-5}	0.0227
5400	−20.1	51.23	9.790	318.9	0.705	1.615×10^{-5}	0.0226
5600	−21.4	49.86	9.789	318.1	0.690	1.608×10^{-5}	0.0224
5800	−22.7	48.52	9.785	317.3	0.675	1.602×10^{-5}	0.0223
6000	−24.0	47.22	9.788	316.5	0.660	1.595×10^{-5}	0.0222
6200	−25.3	45.94	9.788	315.6	0.646	1.588×10^{-5}	0.0221
6400	−26.6	44.69	9.787	314.8	0.631	1.582×10^{-5}	0.0220
6600	−27.9	43.47	9.786	314.0	0.617	1.575×10^{-5}	0.0219
6800	−29.2	42.27	9.785	313.1	0.604	1.568×10^{-5}	0.0218
7000	−30.5	41.11	9.785	312.3	0.590	1.561×10^{-5}	0.0217
8000	−36.9	35.65	9.782	308.1	0.526	1.527×10^{-5}	0.0212
9000	−43.4	30.80	9.779	303.8	0.467	1.493×10^{-5}	0.0206
10,000	−49.9	26.50	9.776	299.5	0.414	1.458×10^{-5}	0.0201
12,000	−56.5	19.40	9.770	295.1	0.312	1.422×10^{-5}	0.0195
14,000	−56.5	14.17	9.764	295.1	0.228	1.422×10^{-5}	0.0195
16,000	−56.5	10.53	9.758	295.1	0.166	1.422×10^{-5}	0.0195
18,000	−56.5	7.57	9.751	295.1	0.122	1.422×10^{-5}	0.0195

Tabla 07: Propiedades de la atmósfera a gran altitud (Cengel, y otros, 2011)

Tabla 08: Propiedades del agua a varias temperaturas

Temp. F	Temp. C	SPECIFIC GRAVITY 60 F Reference	Wt. in Lb/Cu Ft	Vapor Pressure Psi Abs	Vapor Pressure* Feet Abs. (At Temp.)
32	0	1.002	62.42	0.0885	0.204
40	4.4	1.001	62.42	0.1217	0.281
45	7.2	1.001	62.40	0.1475	0.340
50	10.0	1.001	62.38	0.1781	0.411
55	12.8	1.000	62.36	0.2141	0.494
60	15.6	1.000	62.34	0.2563	0.591
65	18.3	.999	62.31	0.3056	0.706
70	21.1	.999	62.27	0.3631	0.839
75	23.9	.998	62.24	0.4298	0.994
80	26.7	.998	62.19	0.5069	1.172
85	29.4	.997	62.16	0.5959	1.379
90	32.2	.996	62.11	0.6982	1.617
95	35.0	.995	62.06	0.8153	1.890
100	37.8	.994	62.00	0.9492	2.203
110	43.3	.992	61.84	1.275	2.965
120	48.9	.990	61.73	1.692	3.943
130	54.4	.987	61.54	2.223	5.196
140	60.0	.985	61.39	2.889	6.766
150	65.6	.982	61.20	3.718	8.735
160	71.1	.979	61.01	4.741	11.172
170	76.7	.975	60.79	5.992	14.178
180	82.2	.972	60.57	7.510	17.825
190	87.8	.968	60.35	9.339	22.257
200	93.3	.964	60.13	11.526	27.584
212	100.0	.959	59.81	14.696	35.353
220	104.4	.956	59.63	17.186	41.343
240	115.6	.948	59.10	24.97	60.77
260	126.7	.939	58.51	35.43	87.05
280	137.8	.929	58.00	49.20	122.18
300	148.9	.919	57.31	67.01	168.22
320	160.0	.909	56.66	89.66	227.55
340	171.1	.898	55.96	118.01	303.17
360	182.2	.886	55.22	153.04	398.49
380	193.3	.874	54.47	195.77	516.75
400	204.4	.860	53.65	247.31	663.42
420	215.6	.847	52.80	308.83	841.17
440	226.7	.833	51.92	381.59	1056.8
460	237.8	.818	51.02	466.9	1317.8
480	248.9	.802	50.00	566.1	1628.4
500	260.0	.786	49.02	680.8	1998.2
520	271.1	.766	47.85	812.4	2446.7
540	282.2	.747	46.51	962.5	2972.5
560	293.3	.727	45.3	1133.1	3595.7
580	304.4	.704	43.9	1325.8	4345.
600	315.6	.679	42.3	1542.9	5242.
620	326.7	.650	40.5	1786.6	6341.
640	337.8	.618	38.5	2059.7	7689.
660	348.9	.577	36.0	2365.4	9458.
680	360.0	.526	32.8	2708.1	11878.
700	371.1	.435	27.1	3093.7	16407.
705.4	374.1	.319	19.9	3206.2	23187.

*Vapor pressure in feet of water (Abs.) converted from PSIA using sp. gr. at temperature.

Tabla 08: Propiedades del agua a varias temperaturas (Manual de Goulds Pumps)

Tabla 09: Perdidas por Fricción

U.S. Gallons per Minute	⅛ In. (0.269" I.D.)			¼ In. (0.364" I.D.)			⅜ In. (0.493" I.D.)			½ In. (0.622" I.D.)			U.S. Gallons per Minute
	V (Ft./Sec.)	$\frac{V^2}{2g}$	h_f (Ft./100 ft.)	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	V	$\frac{V^2}{2g}$	h_f	
0.2	1.13	0.020	2.72										0.2
0.4	2.26	0.079	16.2	1.23	0.024	3.7							0.4
0.6	3.39	0.178	33.8	1.85	0.053	7.6	1.01	0.016	1.74				0.6
0.8	4.52	0.317	57.4	2.47	0.095	12.7	1.34	0.028	2.89				0.8
1.0	5.65	0.495	87.0	3.08	0.148	19.1	1.68	0.044	4.30	1.06	0.017	1.86	1.0
1.5	8.48	1.12	188	4.62	0.332	40.1	2.52	0.099	8.93	1.58	0.039	2.85	1.5
2.0	11.3	1.98	324	6.17	0.591	69.0	3.36	0.176	15.0	2.11	0.069	4.78	2.0
2.5				7.71	0.923	105	4.20	0.274	22.6	2.64	0.108	7.16	2.5
3.0				9.25	1.33	148	5.04	0.395	31.8	3.17	0.156	10.0	3.0
3.5				10.79	1.81	200	5.88	0.538	42.6	3.70	0.212	13.3	3.5
4.0				12.33	2.36	259	6.72	0.702	54.9	4.22	0.277	17.1	4.0
4.5				13.87	2.99	326	7.56	0.889	68.4	4.75	0.351	21.3	4.5
5				15.42	3.69	398	8.40	1.10	83.5	5.28	0.433	25.8	5
6							10.1	1.58	118	6.34	0.624	36.5	6
7							11.8	2.15	158	7.39	0.849	48.7	7
8							13.4	2.81	205	8.45	1.11	62.7	8
9							15.1	3.56	258	9.50	1.40	78.3	9
10							16.8	4.39	316	10.6	1.73	95.9	10
12										12.7	2.49	136	12
14										14.8	3.40	183	14

Tabla 09: Perdidas por fricción para el agua (manual de Goulds Pumps)

Tabla 10: Coeficiente de resistencia

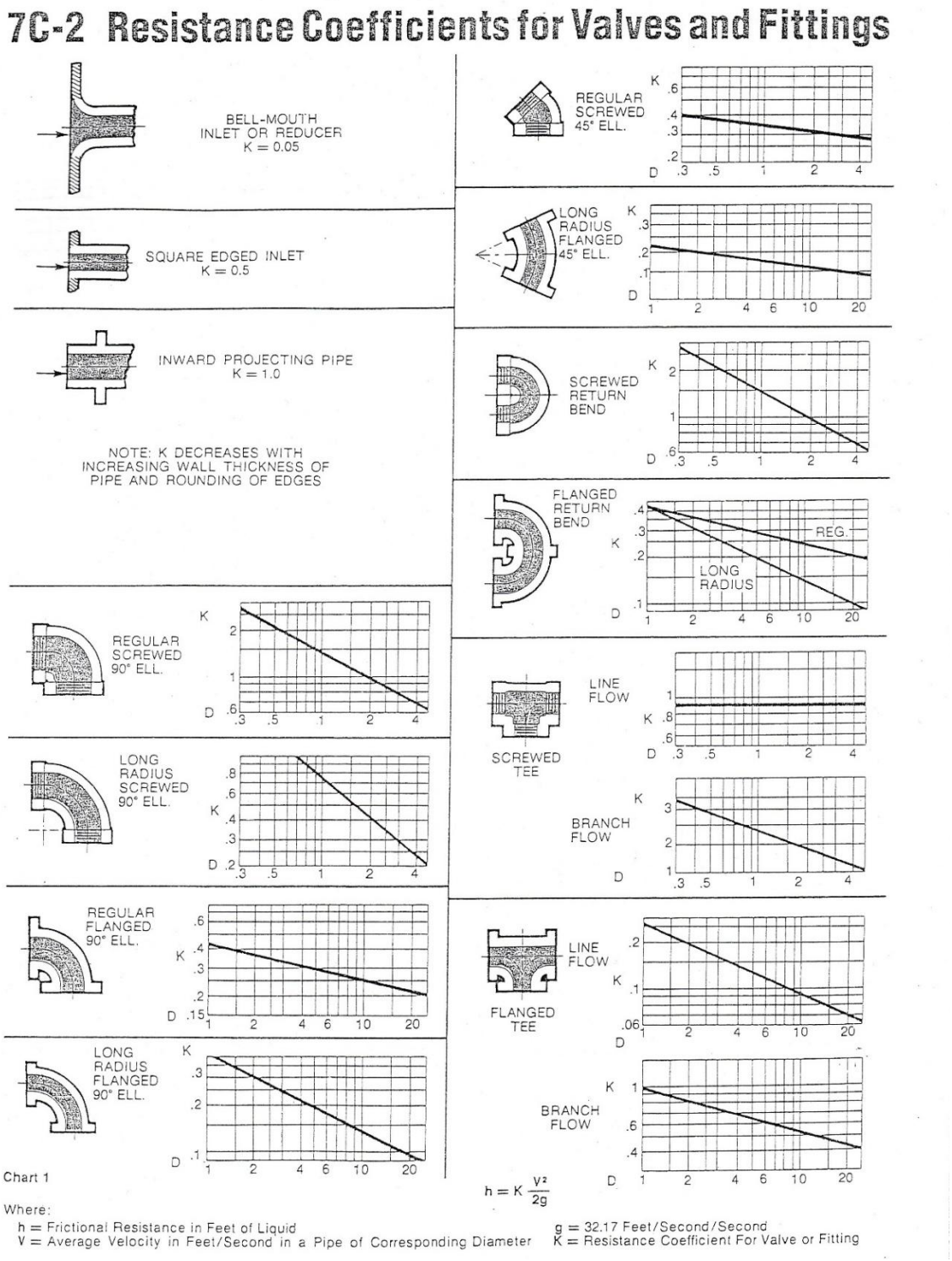
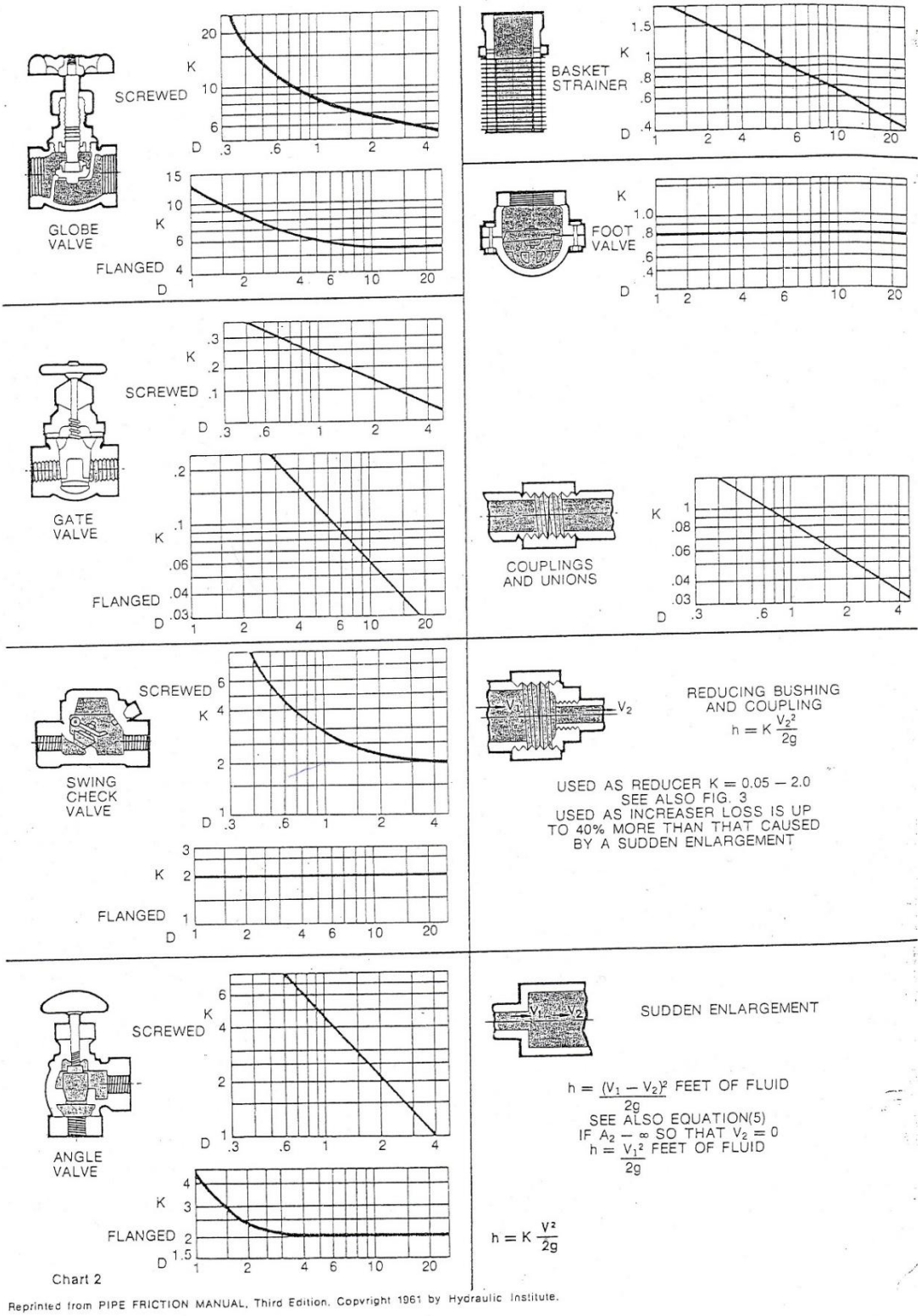


Tabla 10.1: Coeficiente de resistencia de accesorios (Manual de Goulds Pumps)

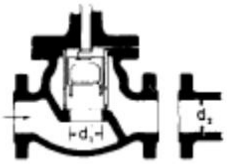


Reprinted from PIPE FRICTION MANUAL, Third Edition, Copyright 1961 by Hydraulic Institute.

Tabla 10.2: Coeficiente de resistencia de accesorios (Manual de Goulds Pumps)

A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 3 de 4)
Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

VÁLVULAS DE RETENCIÓN Y CIERRE
(Tipos recto y angular)



Si:

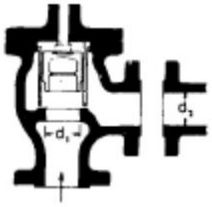
$\beta = 1 \ldots K_1 = 400 f_T$

$\beta < 1 \ldots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$m/seg = 70\ \beta^2 \sqrt{V}$

$pie/seg = 55\ \beta^2 \sqrt{V}$



Si:

$\beta = 1 \ldots K_1 = 200 f_T$

$\beta < 1 \ldots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$= 95\ \beta^2 \sqrt{V}$

$= 75\ \beta^2 \sqrt{V}$

VÁLVULAS DE PIE CON FILTRO

Obturador ascendente

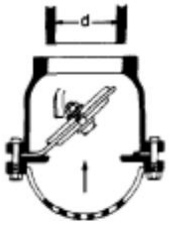
$K = 420 f_T$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$m/seg = 20 \sqrt{V}$

$pie/seg = 15 \sqrt{V}$

Obturador oscilante

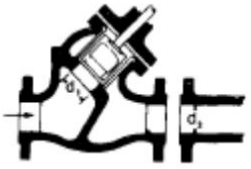


$K = 75 f_T$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$= 45 \sqrt{V}$

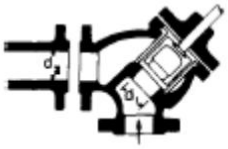
$= 35 \sqrt{V}$



Si:

$\beta = 1 \ldots K_1 = 300 f_T$

$\beta < 1 \ldots K_2 = \text{Fórmula 7}$



Si:

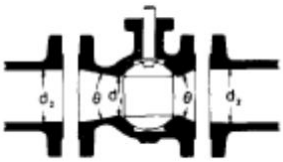
$\beta = 1 \ldots K_1 = 350 f_T$

$\beta < 1. K_2 = \text{Fórmula 7}$

velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador

$m/seg = 75\ \beta^2 \sqrt{V}$ $\quad pie/seg = 60\ \beta^2 \sqrt{V}$

VÁLVULAS DE GLOBO



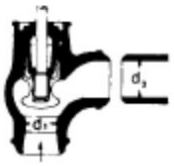
Si: $\beta = 1, \theta = 0 \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad K_1 = 3 f_T$

$\beta < 1$ y $\theta < 45° \ldots \ldots \ldots \quad K_2 = \text{Fórmula 5}$

$\beta < 1$ y $45° < \theta < 180° \ldots \ldots \quad K_2 = \text{Fórmula 6}$

$\beta = 1 \ldots K_1 = 55 f_T$

$\beta < 1 \ldots K_2 = \text{Fórmula 7}$



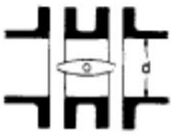
$\beta = 1 \ldots K_1 = 55 f_T$

$\beta < 1 \ldots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$mg/seg = 170\ \beta^2 \sqrt{V}$ $\quad (pie/seg) = 140\ \beta^2 \sqrt{V}$

VÁLVULAS DE MARIPOSA



Diámetro 50 mm (2") a 200 mm (8"). . . . . $K = 45 f_T$

Diámetro 250 mm (10") a 350 mm (14"). . . $K = 35 f_T$

Diámetro 400 mm (16") a 600 mm (24") . . $K = 25 f_T$

Tabla 10.3: Coeficiente de resistencia de accesorios (Spirax Sarco, 2014)

Tabla 11: Selección de diámetro de tubería de vapor

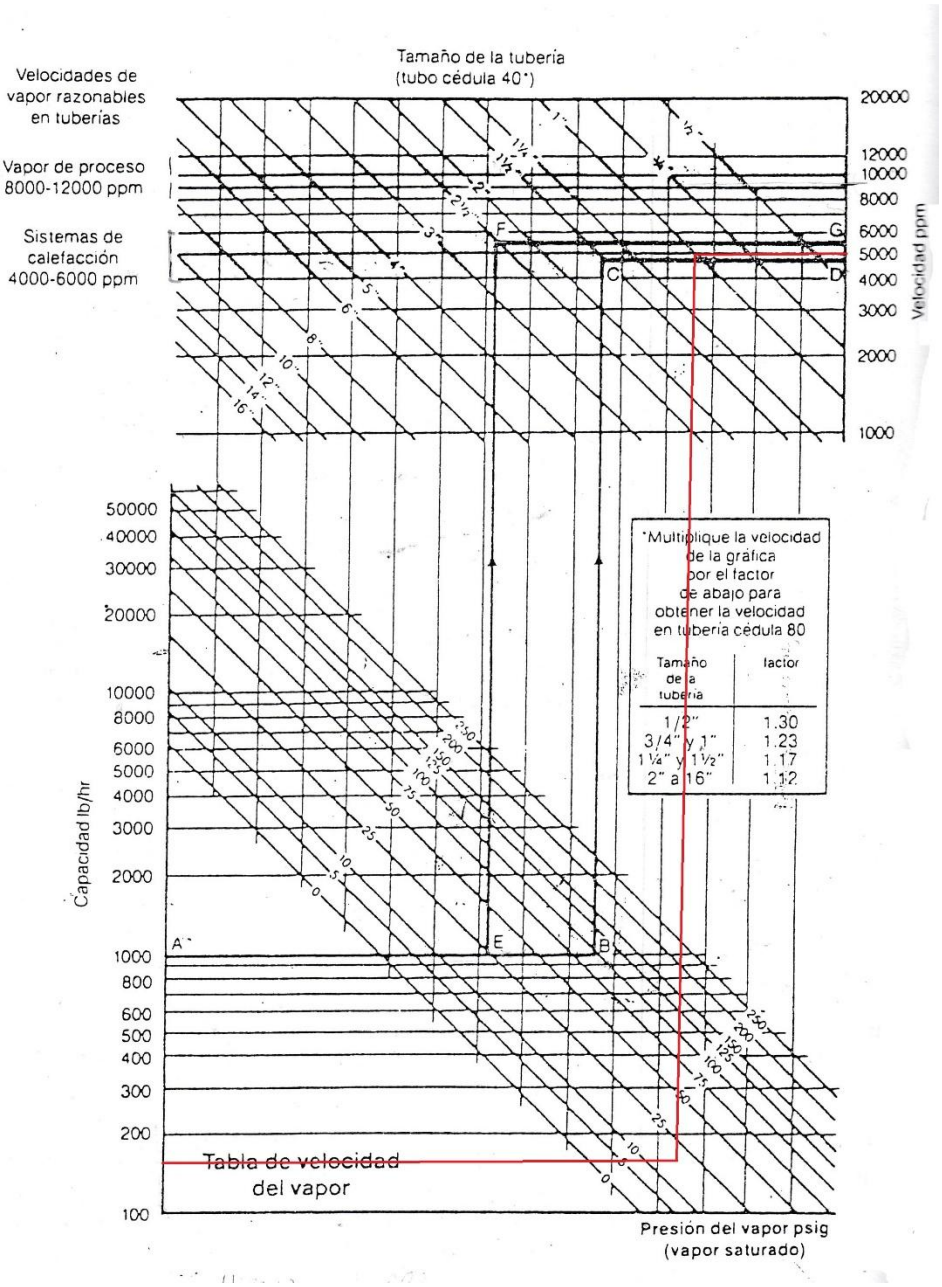
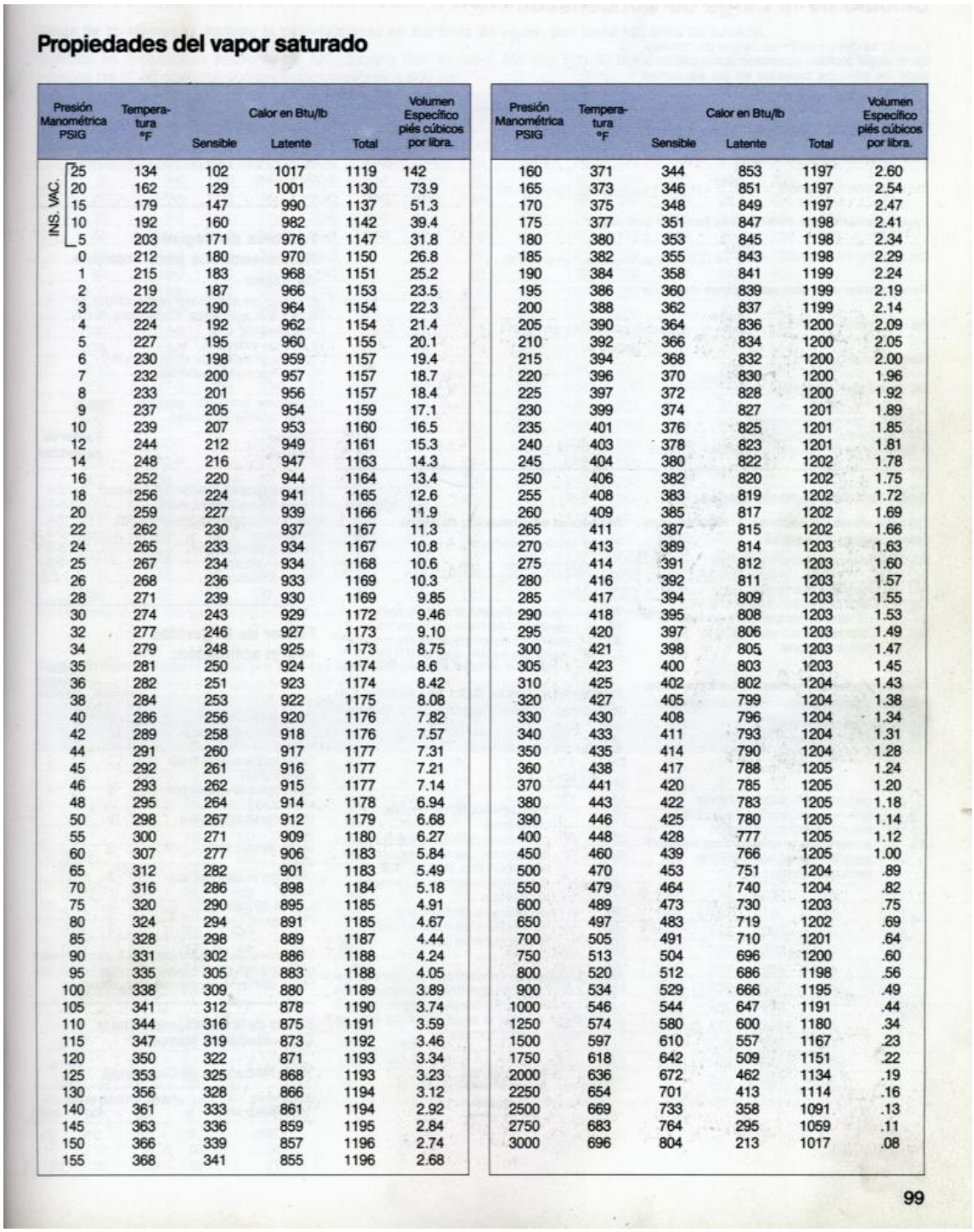


Tabla 11: Tabla de velocidad del Vapor (SEVERNS, y otros, 1982)

Tabla 12: Propiedades del vapor saturado



Propiedades del vapor saturado

Presión Manométrica PSIG	Tempera-tura °F	Calor en Btu/lb Sensible	Latente	Total	Volumen Específico piés cúbicos por libra.
INS. VAC. 25	134	102	1017	1119	142
20	162	129	1001	1130	73.9
15	179	147	990	1137	51.3
10	192	160	982	1142	39.4
5	203	171	976	1147	31.8
0	212	180	970	1150	26.8
1	215	183	968	1151	25.2
2	219	187	966	1153	23.5
3	222	190	964	1154	22.3
4	224	192	962	1154	21.4
5	227	195	960	1155	20.1
6	230	198	959	1157	19.4
7	232	200	957	1157	18.7
8	233	201	956	1157	18.4
9	237	205	954	1159	17.1
10	239	207	953	1160	16.5
12	244	212	949	1161	15.3
14	248	216	947	1163	14.3
16	252	220	944	1164	13.4
18	256	224	941	1165	12.6
20	259	227	939	1166	11.9
22	262	230	937	1167	11.3
24	265	233	934	1167	10.8
25	267	234	934	1168	10.6
26	268	236	933	1169	10.3
28	271	239	930	1169	9.85
30	274	243	929	1172	9.46
32	277	246	927	1173	9.10
34	279	248	925	1173	8.75
35	281	250	924	1174	8.6
36	282	251	923	1174	8.42
38	284	253	922	1175	8.08
40	286	256	920	1176	7.82
42	289	258	918	1176	7.57
44	291	260	917	1177	7.31
45	292	261	916	1177	7.21
46	293	262	915	1177	7.14
48	295	264	914	1178	6.94
50	298	267	912	1179	6.68
55	300	271	909	1180	6.27
60	307	277	906	1183	5.84
65	312	282	901	1183	5.49
70	316	286	898	1184	5.18
75	320	290	895	1185	4.91
80	324	294	891	1185	4.67
85	328	298	889	1187	4.44
90	331	302	886	1188	4.24
95	335	305	883	1188	4.05
100	338	309	880	1189	3.89
105	341	312	878	1190	3.74
110	344	316	875	1191	3.59
115	347	319	873	1192	3.46
120	350	322	871	1193	3.34
125	353	325	868	1193	3.23
130	356	328	866	1194	3.12
140	361	333	861	1194	2.92
145	363	336	859	1195	2.84
150	366	339	857	1196	2.74
155	368	341	855	1196	2.68

Presión Manométrica PSIG	Tempera-tura °F	Calor en Btu/lb Sensible	Latente	Total	Volumen Específico piés cúbicos por libra.
160	371	344	853	1197	2.60
165	373	346	851	1197	2.54
170	375	348	849	1197	2.47
175	377	351	847	1198	2.41
180	380	353	845	1198	2.34
185	382	355	843	1198	2.29
190	384	358	841	1199	2.24
195	386	360	839	1199	2.19
200	388	362	837	1199	2.14
205	390	364	836	1200	2.09
210	392	366	834	1200	2.05
215	394	368	832	1200	2.00
220	396	370	830	1200	1.96
225	397	372	828	1200	1.92
230	399	374	827	1201	1.89
235	401	376	825	1201	1.85
240	403	378	823	1201	1.81
245	404	380	822	1202	1.78
250	406	382	820	1202	1.75
255	408	383	819	1202	1.72
260	409	385	817	1202	1.69
265	411	387	815	1202	1.66
270	413	389	814	1203	1.63
275	414	391	812	1203	1.60
280	416	392	811	1203	1.57
285	417	394	809	1203	1.55
290	418	395	808	1203	1.53
295	420	397	806	1203	1.49
300	421	398	805	1203	1.47
305	423	400	803	1203	1.45
310	425	402	802	1204	1.43
320	427	405	799	1204	1.38
330	430	408	796	1204	1.34
340	433	411	793	1204	1.31
350	435	414	790	1204	1.28
360	438	417	788	1205	1.24
370	441	420	785	1205	1.20
380	443	422	783	1205	1.18
390	446	425	780	1205	1.14
400	448	428	777	1205	1.12
450	460	439	766	1205	1.00
500	470	453	751	1204	.89
550	479	464	740	1204	.82
600	489	473	730	1203	.75
650	497	483	719	1202	.69
700	505	491	710	1201	.64
750	513	504	696	1200	.60
800	520	512	686	1198	.56
900	534	529	666	1195	.49
1000	546	544	647	1191	.44
1250	574	580	600	1180	.34
1500	597	610	557	1167	.23
1750	618	642	509	1151	.22
2000	636	672	462	1134	.19
2250	654	701	413	1114	.16
2500	669	733	358	1091	.13
2750	683	764	295	1059	.11
3000	696	804	213	1017	.08

99

Tabla 12: Propiedades del Vapor Saturado (RAMÍREZ, 2012)

Tabla 13: Caída de presión en tuberías.

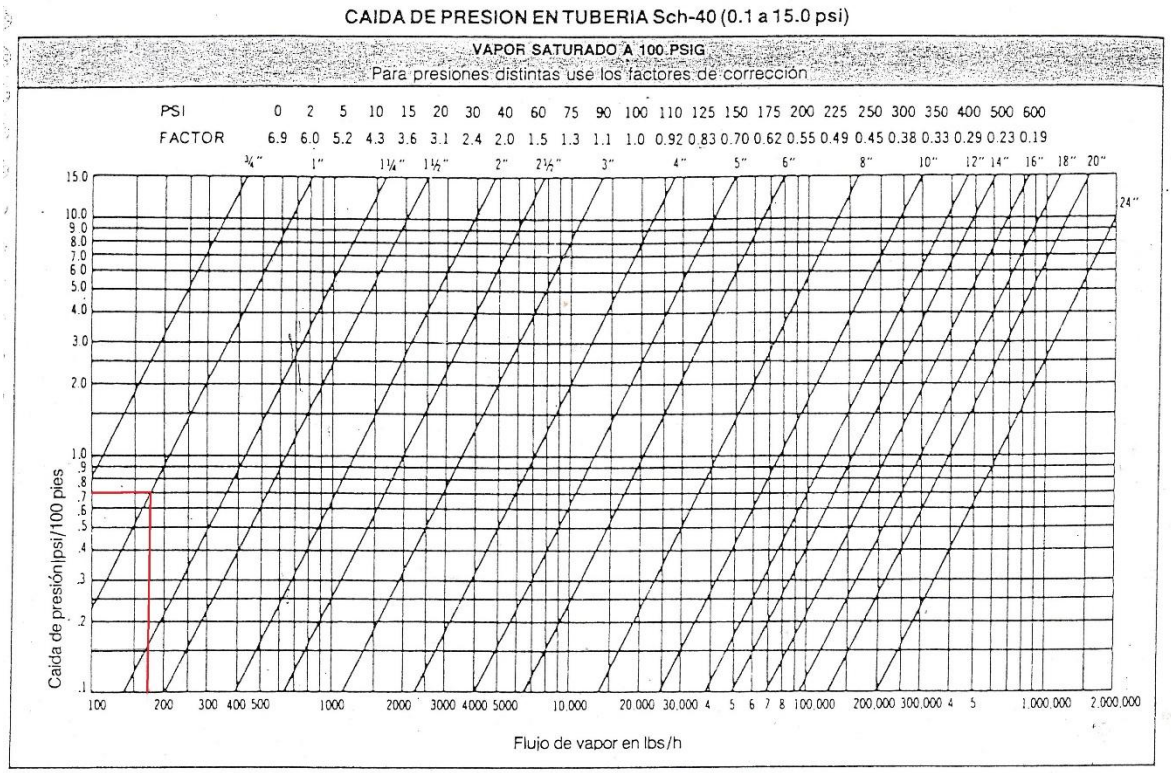


Tabla 13: Monograma de caída de presión (SEVERNS, y otros, 1982)

Tabla 14: Monograma de tuberías de retorno de condensado

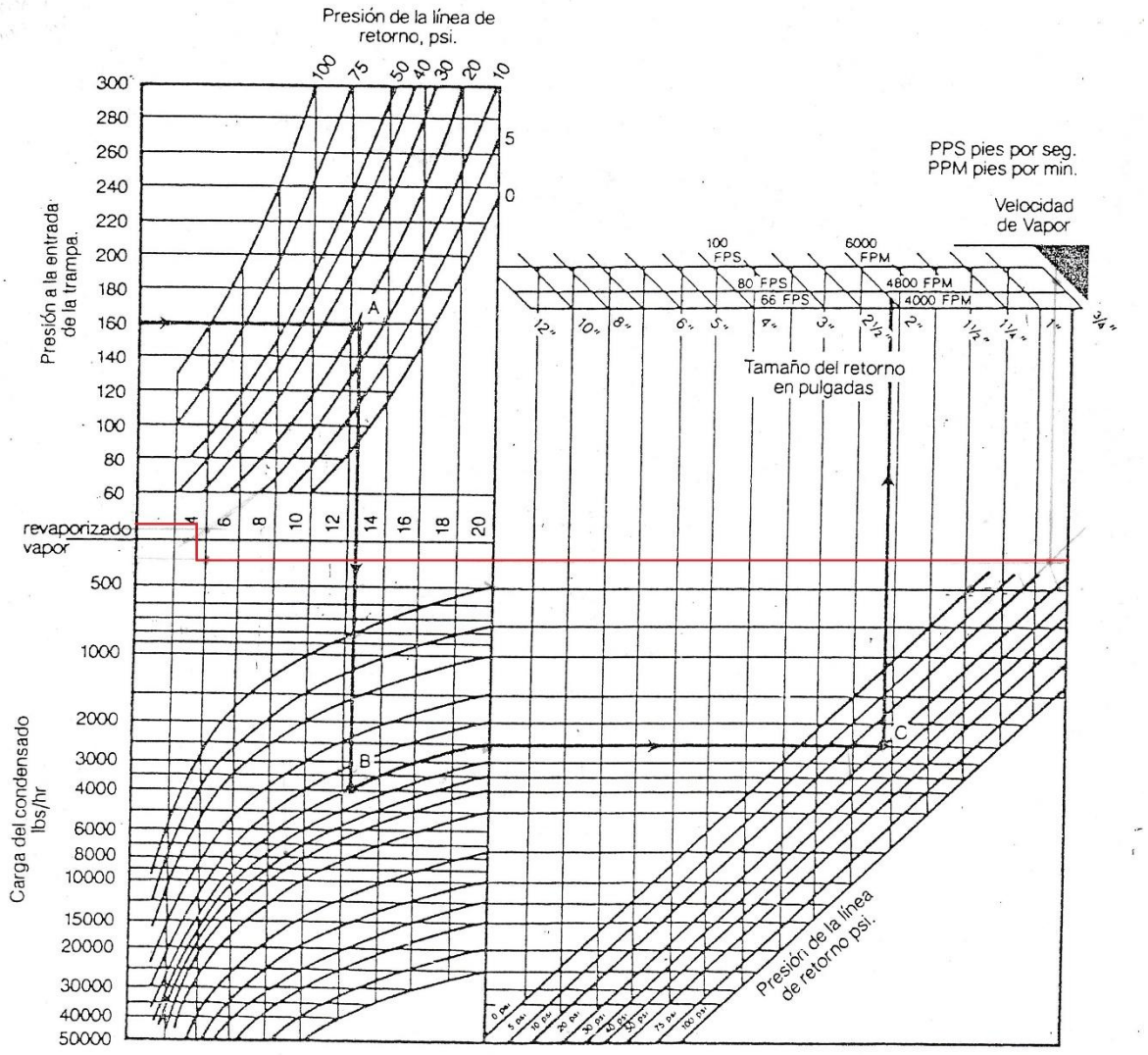


Tabla 14: Monograma de tuberías de retorno de condensado (SEVERNS, y otros, 1982)

Tabla 15: Espesores mínimos aconsejados para tuberías aisladas con productos de lana de vidrio

TEMPERATURA °C	100	150	200	250	300
DIÁMETRO TUBERÍA	ESPESORES DE AISLAMIENTO (mm)				
1″	30	30	40	40	50
1 1/2“	30	30	40	50	60
2“	30	40	40	50	60
2 1/2″	40	40	50	60	70
3″	40	50	50	60	70
4″	40	50	60	70	80
6″	50	60	70	80	90
8″	50	60	70	80	90
10″	60	70	80	90	90
12″	60	70	80	90	110
14″	60	70	80	100	110
16″	60	70	90	100	120
18"	60	80	90	100	120
20"	70	80	90	110	120
22"	70	80	100	110	130
24"	70	80	100	110	130

Tabla 15: Espesores de Aislamiento (ISOVER, 2011)

Tabla 16: Parámetros de trampas de vapor

Guía de Selección de Trampas para Vapor

La Presente Tabla Permite La Selección Correcta de Trampas Para Diferentes Aplicaciones.

A = Primera Alternativa B = Segunda Alternativa

APLICACION	FT (Flotador/ Termostático)	FT/TV/SLR (Flotador Termostático con Dispositivo Antibloqueo Por Vapor)	FT/SLR (Flotador con Dispositivo Antibloqueo por Vapor)	TD Termodinámica	BPT (Termostática de presión Balanceada)	SM (Bimetálica)	Termotón (Expansión de Líquidos)	IB Balde Invertido
EQUIPO PARA COCINA								
Marmitas de Cocción Fijas	A	B	B[1]	B[1]	B			
Marmitas de Cocción Basculante		A	B		B			
Marmitas de Cocción de Pedestal	B	B	B		A[2]			
Hornos de Vapor					A[2]			
Planchas	B	B	B		A[2]			
CALENTAMIENTO DE COMBUSTIBLE								
Tanques de Almacenamiento de Aceite Comb				A				B[1]
Calentadores de Linea	A							B[1]
Calentadores de Flujo Saliente	A							B[1]
Lineas de Tracing y Tubos Enchaquetados				B	A[3]	B	B	
EQUIPOS PARA HOSPITALES								
Autoclaves y Esterilizadores	B	B	B[1]		A			B
SECADORES INDUSTRIALES								
Serpentines Secadores (continuos)	A				B	B		B
Serpentines Secadores (tipo red)					B	A		B[1]
Cilindros Secadores	B	A	B[1]					B[1]
Secadores de Tubería de Varios Niveles	A				B			B[1]
Máquinas de Apresto de Cilidro Multiples	B	A	B[1]					B[1]
EQUIPOS PARA LAVANDERIAS								
Planchadoras de Trajes	B			A				B
Planchas y Calandrias	B	A	B[1]	B[1]	B[1]			B[1]
Unidades Recuperadoras de Solventes	A			B				B
Secadoras Rotativas	A	B	B[1]					B[1]
PRENSAS								
Prensas de Platos Multiples (conexiones en paralelo)	B			A				B
Prensas de Plato Multiples (conexiones en serie)				A[1]				B[1]
Prensas para neumáticos	B			A	B			B
EQUIPOS PARA PROCESOS								
Marmitas de Cocción Fijas	A	B	B[1]	B[1]	B			
Marmitas de Cocción Basculante		A	B[1]					B[1]
Ollas Cerveceras	A	B	B					B[1]
Digestores	A			B[1]				B[1]
Evaporadores	A	B	B[1]					
Planchas Calientes				B	A			
Retortas	A							B[1]
Tanques de Almacenamiento				A[1]				B[1]
Vulcanizadores	B			A				B[1]
CALENTAMIENTO AMBIENTAL								
Intercambiadores de Carcaza y Tubos	A	B	B[1]					B[1]
Serpentines de Calentamiento	A	B	B[1]					B[1]
Paneles Radiantes	A	B	B[1]	B[1]				B[1]
CALENTADORES DE CONVECCION Y RADIADORES	B				A	B		
Serpentines Suspendidos	B				A			B[1]
TUBERIAS DE DISTRIBUCION								
Tramos Horizontales	B			A	B[2]			B
Separadores	A			B	B[2]			B
Extremos de Tuberías	B			A	B[2]			B[1]
Drenajes de Tuberías Cerradas (para protección por congelamiento)					B[3]		A	
TANQUES Y RECIPIENTES								
Tanques de Procesos (descarga por arriba)	B			A	B			B
Tinas de Proceso Tanques de Proceso (descarga por debajo)	A			B	B			B
Tanques Pequeños Calentados por Serpentines (de calentamiento rápido)	A				B			B
Tanques Pequeños Calentados por Serpentines (de calentamiento lento)							A	

1. Con Eliminador de Aire en Paralelo. 2. Al Extremos de Una Pierna de Enfriamiento longitud mínima 3 piés (1m).

3. Use Trampas de Tracing especiales que ofrezcan la opción de descarga a una Temperatura Fija.

Tabla 16.1: Guía de selección de trampas de vapor

	Hierro Fundido	Acero Inoxidable Estirado	Acero Forjado	Acero Fundido	Acero Inoxidable Fundido
Conexiones (inches) (mm)	1/2" a 2 1/2" 15 - 65	3/8" a 1" 10 - 25	1/2" a 2" 15 - 50	1/2" a 1" 15 - 25	1/2" a 2" 15 - 50
Tipo de Conexiones	Roscada	Roscada, Soldada a Tope, o a Presión	Roscada, Soldada a Tope, o Bridada	Roscada, Soldada a Tope, o Bridada	Roscada, Soldada a Tope, o Bridada
Persión de Operación (bar)	0 a 17	0 a 45	0 a 186	0 a 41	0 a 47
Capacidad (kg/hr)	Hasta 9,091	Hasta 2,000	Hasta 8,636	Hasta 2,000	Hasta 8,636

Tabla 16.2: Parámetros Típicos de Diseño para las Trampas de Balde Invertido (Armstrong, 2012)

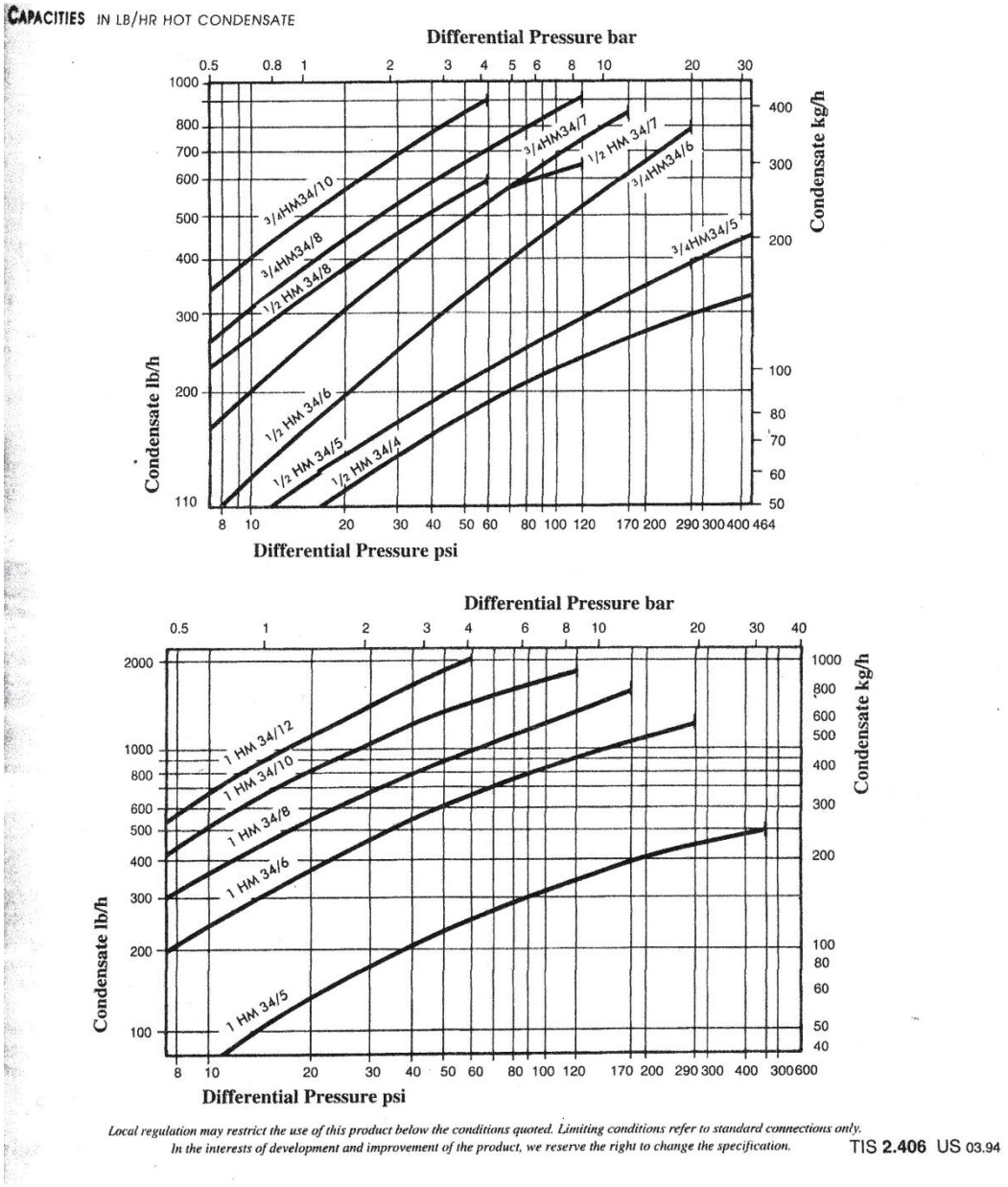


Tabla 16.3: Trampas de vapor de Balde Invertido (Spirax Sarco, 2014)

	Hierro Fundido	Acero Fundido
Conexiones	1/2" a 3" 15 - 80 mm	2" a 3" 50 - 80 mm
Tipo de Conexiones	Roscadas o Bridadas	Roscadas, Soldadas a Tope o Bridadas
Presión de Operación (bar)	0 a 17	0 a 31
Capacidad (kg/hr)	Hasta 94,545	Hasta 127,273

Tabla 16.4: Parámetros Típicos de Diseño para las Trampas Flotador y Termostáticas (Armstrong, 2012)

	Fuelle de Presión Balanceada		Wafer de Presión Balanceada		
Material del Cuerpo y la Tapa	Acero Inoxidable	Bronce	Acero Inoxidable	Acero al Carbono	Bronce
Conexiones	1/2", 3/4" 15, 20 mm	1/2", 3/4" 15, 20 mm	1/4" a 3/4" 6 a 20 mm	1/2", 3/4" 15, 20 mm	1/2", 3/4", 1" 15, 20, 25 mm
Tipo de Conexiones	Roscadas, Soldadas a Tope	NPT,Recta, En Ángulo	Roscadas, Soldadas a Tope	Roscadas, Soldadas a Tope	NPT,Recta, En Ángulo
Presión de Operación (bar)	0-20.5	0-3.5	0-28	0-41	0-4.5
Capacidad (kg/hr)	Hasta 1,568	Hasta 726	Hasta 31.8	Hasta 34.9	Hasta 436

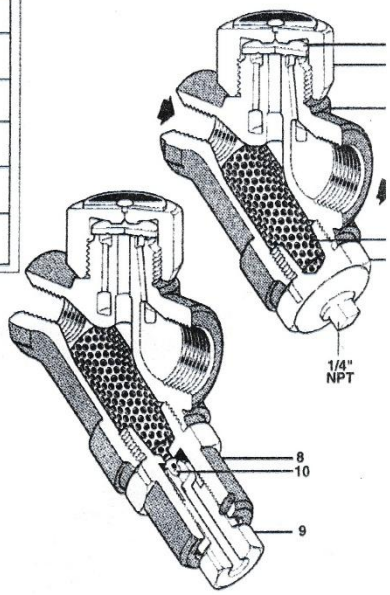
Tabla 16.5: Parámetros Típicos de Diseño para las Trampas Termostáticas (Armstrong, 2012)

spirax sarco®

Thermo-Dynamic® Steam Trap
TD42

The **Thermo-Dynamic® steam trap** cycles periodically to discharge condensate very near to steam temperature. It is unaffected by waterhammer or superheat.

Model ➪	TD42 L	TD42 H
PMO	600 psig	
Sizes	1/2", 3/4", 1"	1/2", 3/4"
Connections	NPT	
Construction	stainless steel	
Options	Blowdown valve Insulcap	



Limiting Operating Conditions

Max. Operating Pressure (PMO) 600 psig *(42 barg)*

Max. Operating Temperature 752°F *(400°C)* at all operating pressures

Minimum pressure for satisfactory operation is 3.5 psi, 0.25 bar.
Maximum back pressure should not exceed 80% of the inlet pressure under any conditions of operation, otherwise the trap may not shut.

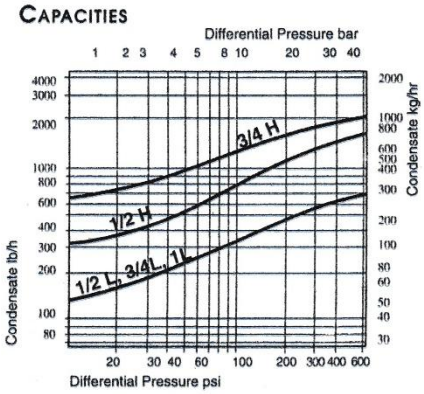
Pressure Shell Design Conditions

PMA Max. allowable pressure	914 psig/up to 248°F	*63 barg/up to 120°C*
	853 psig/528°F	*59 barg/276°C*
	609 psig/752°F	*42 barg/400°C*
TMA Max. allowable temperature	752°F/0-609 psig	*400°C/0-42 barg*

Typical Applications

Steam main drainage, tracer lines, process equipment, outdoor installations subject to freezi

Capacities



Construction Materials

No.	Part	Material	
1	Body	Stainless Steel (w/ENP)	ASTM A743 GrCA40
2	Cap	Stainless Steel	AISI 416
3	Disc	Stainless Steel	AISI 420
5	Strainer Screen	Stainless Steel (.045 Perf)	AISI 304
6	Strainer Cap	Stainless Steel	AISI 416
7	Insulcap (optional)	Aluminum	
8	Blowdown Cap	Stainless Steel	ASTM A 582 4
9	Blowdown Screw	Stainless Steel	ASTM A 276 4
10	Blowdown Valve	Stainless Steel	AISI 440 B

Local regulation may restrict the use of this product below the conditions quoted. Limiting conditions refer to standard connections only.
In the interests of development and improvement of the product, we reserve the right to change the specification.

TIS 2.502 US

Tabla 16.6: Curvas de Diseño para las Trampas Termostáticas (Spirax Sarco, 2014)

Tabla 17: Radiadores Aletados

Tabla 24-2. Factores de Conversión para Radiación con Aletas para presiones de vapor y temperaturas de aire diferentes a 101.7°C y 0.07 bar (g).

Presión del Vapor bar (g)	Temperatura del Vapor °C	Factores de Conversión Temperatura del aire a la entrada, °C						
		5	10	15	20	25	30	35
0.07	101.5	1.27	1.17	1.07	0.97	0.88	0.78	0.66
0.3	107.0	1.37	1.26	1.16	1.06	0.96	0.85	0.73
0.7	115.0	1.50	1.39	1.29	1.19	1.09	0.97	0.83
1.0	120.0	1.59	1.48	1.37	1.27	1.17	1.05	0.91
2.0	133.5	1.81	1.71	1.60	1.49	1.38	1.25	1.11
4.0	151.5	2.16	2.05	1.93	1.82	1.69	1.55	1.39
6.0	165.0	2.39	2.28	2.17	2.05	1.93	1.79	1.62
8.0	175.0	2.58	2.47	2.36	2.25	2.13	1.98	1.80
10.0	184.0	2.75	2.65	2.53	2.41	2.29	2.14	1.96
12.0	191.5	2.90	2.80	2.68	2.56	2.43	2.28	2.10

Tabla 17.1: Factores de Conversión para Radiadores con aletas (Armstrong, 2012)

Tabla 24-4. Factores de Condensación para Radiación con Aletas con aire a 18°C y vapor a 102°C (usarse sólo para seleccionar trampas).

Materiales	Tamaño Nominal del Tubo (pulgadas)	Tamaño de Aletas mm	Inclinación de Aletas mm	Número de Tubos elevados en centros de 150 mm	Condensado kg/hr por metro de tubo
Tubo de acero, Aletas de acero, pintadas de negro	1 1/4	80 – 85	6.5 – 8.5	1 2 3	1.65 3.0 3.9
	1 1/4	105 – 110	6.5 – 8.5	1 2 3	2.4 3.6 4.6
	2	105 – 110	8.5 – 13	1 2 3	2.2 3.6 4.6
Tubo de cobre, Aletas de aluminio sin pintar	1 1/4	80 – 85	6.5	1 2 3	2.4 3.3 4.2
	1 1/4	105 – 110	5	1 2 3	3.3 4.5 5.4

Tabla 17.2: Factores de Condensación para Radiadores con aletas (Armstrong, 2012)

Tabla 27-1. Valores de U para Serpentines Tubulares (MJ/hr•m²•°C)

Tipo de Servicio	Circulación	
	Natural	Forzada
Vapor a Agua	1.0 – 4.0	3.0 – 24
Calentador de Tubos de 40mm	3.6	9.0
Calentador de Tubos de 75mm	4.0	10
Vapor a Aceite	0.2 – 0.6	1.0 – 3.0
Vapor a Líquido Hirviendo	6 – 16	—
Vapor a Aceite Hirviendo	1.0 – 3.0	—

Tabla 17.3: Valores de U para serpentines Tubulares

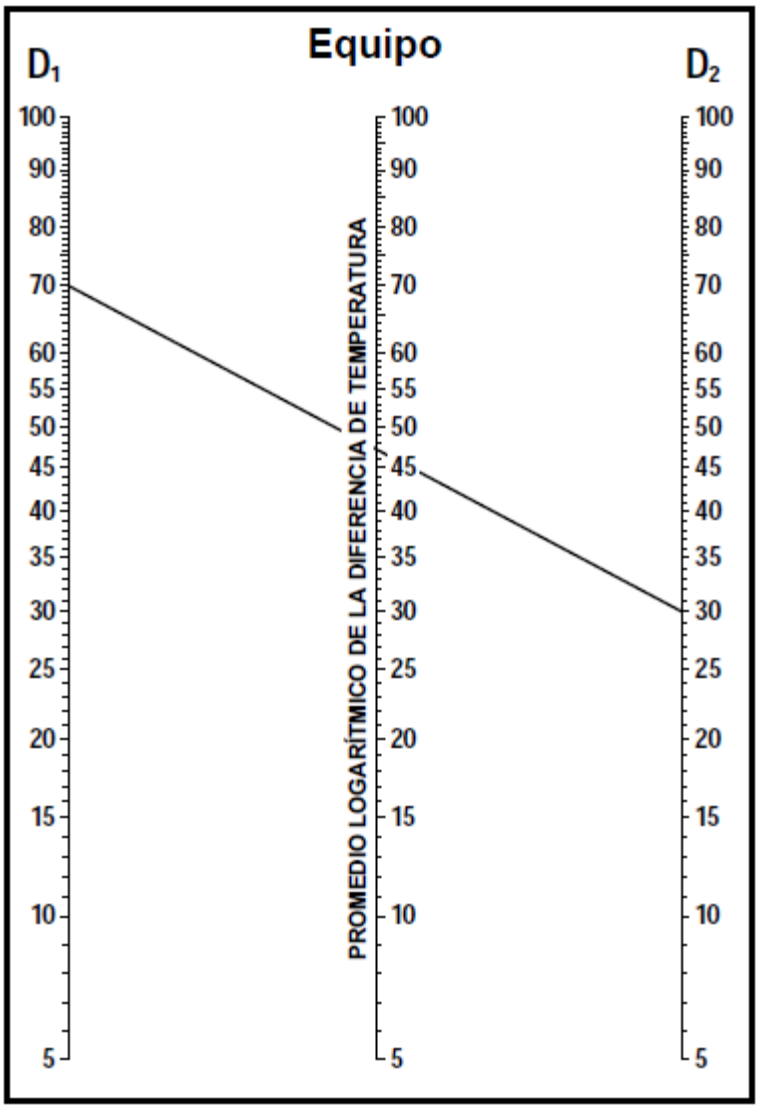


Tabla 17.4: Diferencia de temperaturas (Armstrong, 2012)

Tabla 18: Coeficientes Globales Usuales de Transferencia de Calor

Coeficientes globales usuales de transferencia de calor en intercambiadores de calor tubulares

U = Btu/(^{o}F-ft^{2}-h)

Lado de la cubierta (o coraza)	Lado de los tubos	U de diseño	Incluye la suciedad total
Medios de líquido-líquido			
Aroclor 1248	Combust. para jet	100-150	0.0015
Asfalto diluido	Agua	10-20	.01
Agua desmineralizada	Agua	300-500	.001
Soluciones de 10-25% de etanolamina (MEA o DEA)	Soluciones de agua, DEA o MEA	140-200	.003
Combustóleo	Agua	15-25	.007
Combustóleo	Petróleo	10-15	.008
Gasolina	Agua	60-100	.003
Aceites pesados	Aceites pesados	10-40	.004
Aceites pesados	Agua	15-50	.005
Corriente reformadora rica en hidrógeno	Corriente reformadora rica en hidrógeno	90-120	.002
Queroseno o gasoil	Agua	25-50	.005
Queroseno o gasoil	Petróleo	20-35	.005
Queroseno o comb. para jet	Tricloroetileno	40-50	.0015
Agua para la cubierta	Agua	230-300	.002
Aceite lub. (baja viscosidad)	Agua	25-50	.002
Aceite lub. (alta viscosidad)	Agua	40-80	.003
Aceite lubricante	Petróleo	11-20	.006
Nafta	Agua	50-70	.005
Nafta	Petróleo	25-35	.005
Disolventes orgánicos	Agua	50-150	.003
Disolventes orgánicos	Salmuera	35-90	.003
Disolventes orgánicos	Disolventes orgánicos	20-60	.002
Derivados de aceite de resina, aceites vegetales, etc.	Agua	20-50	.004
Agua	Soluciones de sosa cáustica (10-30%)	100-250	.003
Agua	Agua	200-250	.003
Destilado de cera	Agua	15-25	.005
Destilado de cera	Petróleo	13-23	.005
Medios de vapor de condensación-líquido			
Vapor de alcohol	Agua	100-200	.002
Asfalto (450°F)	Vapor de Dowtherm	40-60	.006
Vapor de Dowtherm	Aceite de resina y derivados	60-80	.004
Vapor de Dowtherm	Dowtherm líquido	80-120	.0015
Alquitrán de planta de gas	Vapor	40-50	.0055
Hidrocarb. de ebull. alta V.	Agua	20-50	.003
Hidrocarb. de ebull. baja A	Agua	80-200	.003
Vapores de hidrocarburos (condensador parcial)	Petróleo	25-40	.004
Disolventes orgánicos A	Agua	100-200	.003
Disol. org. de alto NC, A	Agua o salmuera	20-60	.003
Disol. org. de bajo NC, V	Agua o salmuera	50-120	.003
Queroseno	Agua	30-65	.004
Queroseno	Petróleo	20-30	.005
Nafta	Agua	50-75	.005
Nafta	Petróleo	20-30	.005
Vapores de reflujo del estab.	Agua	80-120	.003
Vapor	Agua de alimentación	400-1000	.0005
Vapor	Combustóleo número 6	15-25	.0055
Vapor	Combustóleo número 2	60-90	.0025
Dióxido de azufre	Agua	150-200	.003
Derivados de aceite de resina, aceites vegetales (vapor)	Agua	20-50	.004
Agua	Azeotropo aromático de corriente de vapor	40-80	.005
Medios de gas líquido			
Aire N_2, etc. (comprimidos)	Agua o salmuera	40-80	.005
Aire, N_2, etc. A	Agua o salmuera	10-50	.005
Agua o salmuera	Aire, N_2 (comprimido)	20-40	.005
Agua o salmuera	Aire, N_2, etc. A	5-20	.005
Agua	Mezclas de gas natural que contienen hidrógeno	80-125	.003
Vaporizadores			
Amoniaco anhidro	Vapor de condensación	150-300	.0015
Cloro	Vapor de condensación	150-300	.0015
Cloro	Aceite ligero de transferencia de calor	40-60	.0015
Propano, butano, etc.	Vapor de condensación	200-300	.0015
Agua	Vapor de condensación	250-400	.0015

NC = gas no condensable presente.
V = vacío.
A = Presión atmosférica.
Las unidades de suciedad (el factor de suciedad) son (h)(ft^{2})(^{o}F)/Btu.
Para convertir unidades térmicas británicas por hora-pie cuadrado-grados Fahrenheit a joules por metro cuadrado-segundo-kelvins, multiplíquese por 5.6783; para convertir horas-pie cuadrado-grado Fahrenheit por unidades térmicas británicas a metros cuadrados-segundo-kelvin por joules, multiplíquese por 0.1761.

Tabla 18: Coeficientes globales de TC (Perry, y otros)

Tabla 19: constantes para encontrar el haz de tubos

Coraza

Constantes para D_b

Arreglo triangular, P_t = 1,25 OD					
No. De pasos	1	2	4	6	8
K_1	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
α	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675
Arreglo cuadrado, P_t = 1,25 OD					
No. De pasos	1	2	4	6	8
K_1	0,215	0,156	0,158	0,0402	0,0331
α	2,207	2,291	2,263	2,617	2,643

Tabla 19: constantes K y n (Vega, 2012)

Tabla 20: Factores de corrección

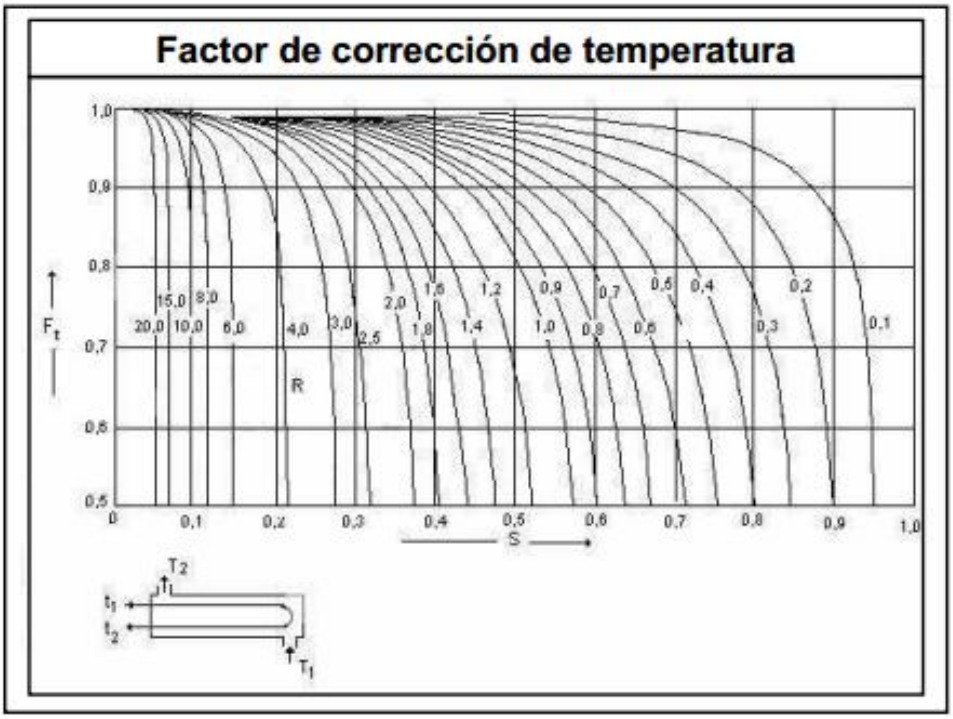


Tabla 20: Factores de corrección (Perry, y otros)

Tabla 21: Caída de presión en diseño de intercambiadores

Consideraciones Generales de Diseño	
Recomendaciones de caídas de presión:	
Líquidos	
Viscosidad < $1 \cdot 10^{-3}$ N s/m^2	5 psi
Viscosidad (1 hasta 10)$\cdot 10^{-3}$ N s/m^2	7 - 10 psi
Gases y vapores	
Alto vacío	0.4 - 0.8 kN/m^2
Vacío medio	0.1 x presión absoluta
1 a 2 bar	0,5 x presión manométrica del sistema
Sobre 10 bar	0,1 x presión manométrica del sistema

Tabla 21: Caídas de presión (Vega, 2012)

Tabla 22: Resistencia máxima de aletas rectangulares

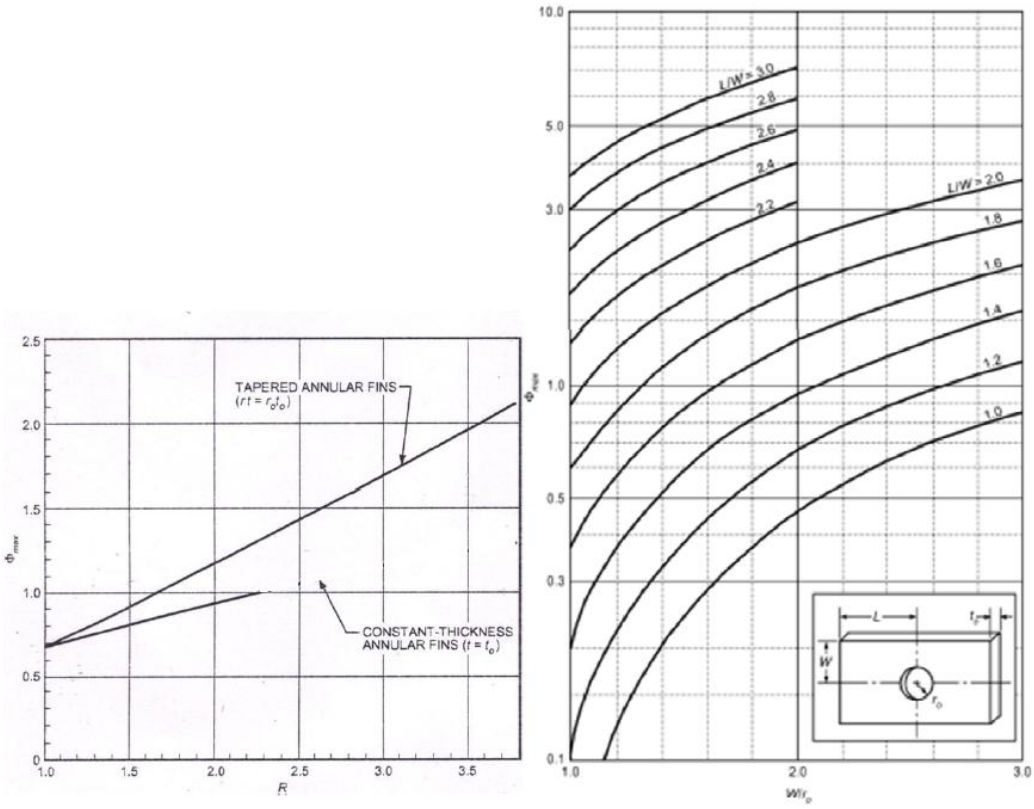


Tabla 22: Resistencia Máxima (Peñaloza Pérez, y otros, 2009)

Tabla 23: Factor de corrección de resistencia para aletas

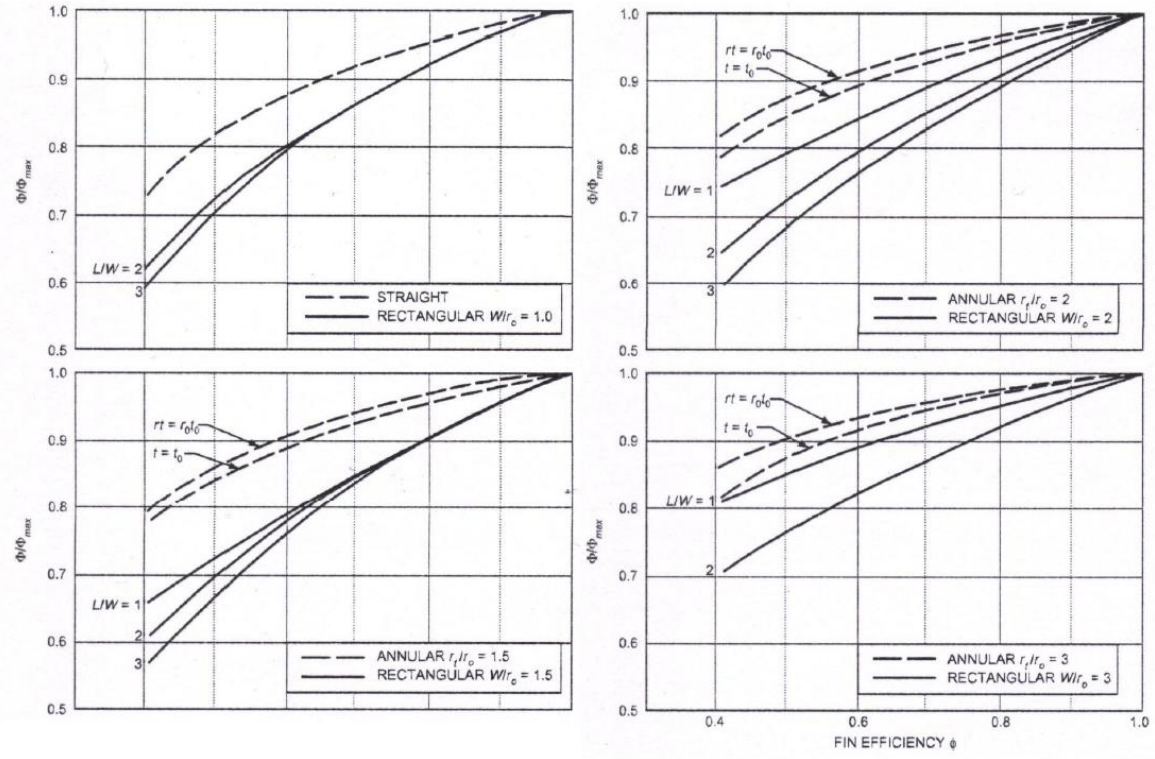


Tabla 23: Factor de corrección de resistencia para aletas rectangulares (Peñaloza Pérez, y otros, 2009)

Tabla 24: Valores típicos para el coeficiente de transferencia de calor por convección

Medio	Coeficiente de transferencia de calor h (W/m^2 . K)
Aire (convección natural)	5-25
Aire/vapor supercalentado (convección forzada)	20-300
Petróleo (convección forzada)	60-1800
Agua (convección forzada)	300-6000
Agua (en ebullición)	3000-60.000
Vapor (en condensación)	6000-120.000

Tabla 24: coeficiente de transferencia de calor por convección (SASSAULT systemes, 2012)

Tabla 25: Conductividad Térmica

Conductividades térmicas de diversos materiales en W/(K·m)

Material	λ	Material	λ	Material	λ
Acero	47-58	Corcho	0,03-0,04	Mercurio	83,7
Agua	0,58	Estaño	64,0	Mica	0,35
Aire	0,02	Fibra de vidrio	0,03-0,07	Níquel	52,3
Alcohol	0,16	Glicerina	0,29	Oro	308,2
Alpaca	29,1	Hierro	80,2	Parafina	0,21
Aluminio	209,3	Ladrillo	0,80	Plata	406,1-418,7
Amianto	0,04	Ladrillo refractario	0,47-1,05	Plomo	35,0
Bronce	116-186	Latón	81-116	Vidrio	0,6-1,0
Zinc	106-140	Litio	301,2	Cobre	372,1-385,2
Madera	0,13	Tierra húmeda	0,8	Diamante	2300

Tabla 25: Conductividad Térmica de diversos materiales (SASSAULT systemes, 2012)

Tabla 26: Propiedades del agua saturada

Agua saturada. Tabla de temperaturas

		Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Líq. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líq. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líq. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líq. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302

Tabla 26: Agua saturada, temperaturas (Cengel, y otros, 2011)

Tabla 27: Propiedades termo físicas del agua saturada

T (°C)	p_{sat} (kPa)	Δh_{l-g} (kJ/kg)	ρ_l (kg/m³)	v_g (m³/kg)	$c_{p,l}$ (kJ/kg·K)	$c_{p,g}$ (kJ/kg·K)	$\mu_l \cdot 10^6$ (N·s/m²)	$\mu_g \cdot 10^6$ (N·s/m²)	$k_l \cdot 10^3$ (W/m·K)	$k_g \cdot 10^3$ (W/m·K)	Pr_l	Pr_g	$\beta_l \cdot 10^3$ (1/k)
0.001	0.6113	2501	1000	206.1	4.229	1.868	1793	9.216	561	17.07	13.52	1.008	-0.08063
5	0.8726	2489	1000	147	4.2	1.871	1519	9.336	570.5	17.34	11.18	1.007	0.01103
10	1.228	2477	999.7	106.3	4.188	1.874	1307	9.461	580	17.62	9.435	1.006	0.08719
15	1.706	2465	999.1	77.9	4.184	1.878	1138	9.592	589.3	17.92	8.081	1.005	0.1522
20	2.339	2453	998.2	57.78	4.183	1.882	1002	9.727	598.4	18.23	7.006	1.004	0.2089
25	3.169	2442	997	43.36	4.183	1.887	890.5	9.867	607.1	18.55	6.136	1.004	0.2593
30	4.246	2430	995.6	32.9	4.183	1.892	797.7	10.01	615.4	18.88	5.422	1.003	0.305
35	5.627	2418	994	25.22	4.183	1.898	719.6	10.16	623.3	19.23	4.83	1.002	0.3469
40	7.381	2406	992.2	19.53	4.182	1.904	653.3	10.31	630.6	19.6	4.333	1.002	0.3859
45	9.59	2394	990.2	15.26	4.182	1.912	596.3	10.46	637.3	19.97	3.913	1.001	0.4225
50	12.34	2382	988	12.04	4.182	1.919	547.1	10.62	643.5	20.36	3.555	1.001	0.4572
55	15.75	2370	985.7	9.573	4.182	1.928	504.2	10.77	649.2	20.77	3.248	1	0.4903
60	19.93	2358	983.2	7.674	4.183	1.937	466.6	10.93	654.3	21.18	2.983	0.9998	0.5222
65	25.02	2345	980.5	6.2	4.184	1.947	433.4	11.1	659	21.62	2.752	0.9995	0.5529
70	31.18	2333	977.7	5.045	4.187	1.958	404	11.26	663.1	22.07	2.551	0.9992	0.5827
75	38.56	2321	974.8	4.133	4.19	1.97	377.9	11.43	666.8	22.53	2.375	0.999	0.6118
80	47.37	2308	971.8	3.409	4.194	1.983	354.5	11.59	670	23.01	2.219	0.9989	0.6403
85	57.81	2295	968.6	2.829	4.199	1.996	333.5	11.76	672.8	23.5	2.081	0.9988	0.6682
90	70.12	2283	965.3	2.362	4.204	2.011	314.5	11.93	675.3	24.02	1.958	0.9989	0.6958
95	84.53	2270	961.9	1.983	4.21	2.027	297.4	12.1	677.4	24.55	1.849	0.999	0.723
100	101.3	2257	958.4	1.674	4.217	2.044	281.9	12.27	679.1	25.09	1.75	0.9993	0.7501
110	143.2	2230	951	1.211	4.232	2.082	254.8	12.61	681.7	26.24	1.582	1.001	0.8038
120	198.5	2202	943.2	0.8922	4.249	2.125	232.1	12.96	683.2	27.46	1.444	1.003	0.8576
130	270	2174	934.9	0.6687	4.267	2.175	213	13.3	683.7	28.76	1.329	1.006	0.9122
140	361.2	2145	926.2	0.509	4.288	2.233	196.6	13.65	683.3	30.13	1.234	1.011	0.9683
150	475.7	2114	917.1	0.3929	4.312	2.298	182.5	13.99	682.1	31.58	1.154	1.018	1.026
160	617.7	2082	907.5	0.3071	4.338	2.373	170.3	14.34	680	33.11	1.086	1.028	1.087
170	791.5	2049	897.5	0.2428	4.368	2.459	159.6	14.68	677.1	34.72	1.03	1.04	1.152
180	1002	2015	887.1	0.194	4.403	2.557	150.2	15.03	673.4	36.41	0.982	1.055	1.221
190	1254	1978	876.1	0.1565	4.443	2.669	141.8	15.37	668.8	38.18	0.9421	1.074	1.296
200	1554	1940	864.7	0.1273	4.489	2.796	134.4	15.71	663.4	40.03	0.9092	1.097	1.377
220	2318	1858	840.3	0.08616	4.604	3.107	121.6	16.41	649.8	43.99	0.8613	1.159	1.567
240	3345	1766	813.5	0.05974	4.759	3.516	110.9	17.12	632	48.31	0.8351	1.246	1.807
260	4689	1662	783.8	0.04219	4.973	4.064	101.7	17.88	609.2	53.1	0.8304	1.368	2.126
280	6413	1543	750.5	0.03016	5.278	4.828	93.56	18.7	580.3	58.53	0.8511	1.542	2.576
300	8584	1405	712.4	0.02167	5.744	5.967	85.95	19.65	543.6	64.98	0.9083	1.804	3.266
320	11279	1238	667.4	0.01548	6.542	7.87	78.46	20.84	496.7	73.25	1.033	2.24	4.47
340	14594	1028	610.8	0.01079	8.237	11.79	70.45	22.55	435.6	85.24	1.332	3.118	7.116
360	18655	721.1	528.1	0.006962	14.68	25.28	60.39	25.71	351	107.5	2.525	6.046	17.11

Tabla 27: Agua saturada, (Alvarado, 2001)

Tabla 28: Calor específico

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes

a) A 300 K

Gas	Fórmula	Constante de gas, R kJ/kg · K	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k
Aire	—	0.2870	1.005	0.718	1.400
Argón	Ar	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Butano	C_4H_{10}	0.1433	1.7164	1.5734	1.091
Dióxido de carbono	CO_2	0.1889	0.846	0.657	1.289
Etano	C_2H_6	0.2765	1.7662	1.4897	1.186
Etileno	C_2H_4	0.2964	1.5482	1.2518	1.237
Helio	He	2.0769	5.1926	3.1156	1.667
Hidrógeno	H_2	4.1240	14.307	10.183	1.405
Metano	CH_4	0.5182	2.2537	1.7354	1.299
Monóxido de carbono	CO	0.2968	1.040	0.744	1.400
Neón	Ne	0.4119	1.0299	0.6179	1.667
Nitrógeno	N_2	0.2968	1.039	0.743	1.400
Octano	C_8H_{18}	0.0729	1.7113	1.6385	1.044
Oxígeno	O_2	0.2598	0.918	0.658	1.395
Propano	C_3H_8	0.1885	1.6794	1.4909	1.126
Vapor	H_2O	0.4615	1.8723	1.4108	1.327

Nota: La unidad kJ/kg · K es equivalente a kJ/kg · °C.

Tabla 28: Calor específico de algunos gases ideales (Cengel, y otros, 2011)

Tabla 29: Emisión de calor en tuberías

Nota: Emisión de calor en tuberías horizontales desnudas con temperatura ambiente entre 10 ° C y 20 ° C y condiciones del aire

Temperature difference steam to air °C	Pipe size (DN)									
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	150
	W/m									
60	60	72	88	111	125	145	172	210	250	351
70	72	87	106	132	147	177	209	253	311	432
80	86	104	125	155	171	212	248	298	376	519
90	100	121	146	180	196	248	291	347	443	610
100	116	140	169	207	223	287	336	400	514	706
110	132	160	193	237	251	328	385	457	587	807
120	149	181	219	268	282	371	436	517	664	914
130	168	203	247	301	313	417	490	581	743	1 025
140	187	226	276	337	347	464	547	649	825	1 142
150	208	250	306	374	382	514	607	720	911	1 263
160	229	276	338	413	418	566	670	794	999	1 390
170	251	302	372	455	457	620	736	873	1 090	1 521
180	275	330	407	499	497	676	805	955	1 184	1 658
190	299	359	444	544	538	735	877	1 041	1 281	1 800
200	325	389	483	592	582	795	951	1 130	1 381	1 947

Tabla 29: Emisión de calor en tuberías (Spirax Sarco, 2014)

Tabla 30: Propiedades del aire

Altitud (metros)	Valores de la densidad del aire ambiente		
	Mínimo (kg/m^3)	Promedio (kg/m^3)	Máximo (kg/m^3)
0	1,1405	1,2254	1,3167
305	1,1101	1,1886	1,2735
610	1,0812	1,1533	1,2302
914	1,0524	1,1197	1,2222
1000	1,0444	1,1101	1,1902
1219	1,0252	1,0861	1,1501
1524	0,9996	1,0556	1,1133
1829	0,9739	1,0236	1,0764
2000	0,9595	1,0076	1,0572
2134	0,9483	0,9931	1,0412
2438	0,9243	0,9643	1,0060
2743	0,8986	0,9355	0,9723
3000	0,8794	0,9115	0,9467
3048	0,8762	0,9082	0,9419

Tabla 30: Propiedades del aire ambiente para varias alturas (Instituto Nacional de Tecnología Industrial, Argentina)

Tabla 31: Propiedades de gases

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes (*continuación*)

b) A diversas temperaturas

Temperatura, K	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k	c_p kJ/kg · K	c_v kJ/kg · K	k
	Aire			*Dióxido de carbono, CO_2*			*Monóxido de carbono, CO*		
250	1.003	0.716	1.401	0.791	0.602	1.314	1.039	0.743	1.400
300	1.005	0.718	1.400	0.846	0.657	1.288	1.040	0.744	1.399
350	1.008	0.721	1.398	0.895	0.706	1.268	1.043	0.746	1.398
400	1.013	0.726	1.395	0.939	0.750	1.252	1.047	0.751	1.395
450	1.020	0.733	1.391	0.978	0.790	1.239	1.054	0.757	1.392
500	1.029	0.742	1.387	1.014	0.825	1.229	1.063	0.767	1.387
550	1.040	0.753	1.381	1.046	0.857	1.220	1.075	0.778	1.382
600	1.051	0.764	1.376	1.075	0.886	1.213	1.087	0.790	1.376
650	1.063	0.776	1.370	1.102	0.913	1.207	1.100	0.803	1.370
700	1.075	0.788	1.364	1.126	0.937	1.202	1.113	0.816	1.364
750	1.087	0.800	1.359	1.148	0.959	1.197	1.126	0.829	1.358
800	1.099	0.812	1.354	1.169	0.980	1.193	1.139	0.842	1.353
900	1.121	0.834	1.344	1.204	1.015	1.186	1.163	0.866	1.343
1000	1.142	0.855	1.336	1.234	1.045	1.181	1.185	0.888	1.335
	Hidrógeno, H_2			*Nitrógeno, N_2*			*Oxígeno, O_2*		
250	14.051	9.927	1.416	1.039	0.742	1.400	0.913	0.653	1.398
300	14.307	10.183	1.405	1.039	0.743	1.400	0.918	0.658	1.395
350	14.427	10.302	1.400	1.041	0.744	1.399	0.928	0.668	1.389
400	14.476	10.352	1.398	1.044	0.747	1.397	0.941	0.681	1.382
450	14.501	10.377	1.398	1.049	0.752	1.395	0.956	0.696	1.373
500	14.513	10.389	1.397	1.056	0.759	1.391	0.972	0.712	1.365
550	14.530	10.405	1.396	1.065	0.768	1.387	0.988	0.728	1.358
600	14.546	10.422	1.396	1.075	0.778	1.382	1.003	0.743	1.350
650	14.571	10.447	1.395	1.086	0.789	1.376	1.017	0.758	1.343
700	14.604	10.480	1.394	1.098	0.801	1.371	1.031	0.771	1.337
750	14.645	10.521	1.392	1.110	0.813	1.365	1.043	0.783	1.332
800	14.695	10.570	1.390	1.121	0.825	1.360	1.054	0.794	1.327
900	14.822	10.698	1.385	1.145	0.849	1.349	1.074	0.814	1.319
1000	14.983	10.859	1.380	1.167	0.870	1.341	1.090	0.830	1.313

Tabla 31: Calores Específicos (Cengel, y otros, 2011)

Tabla 32: Factores de incrustación representativos

FLUIDO	R_f, m².°C/W
Agua destilada, agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas:	
Por debajo de 50 °C	0.0001
arriba de 50 °C	0.0002
Vapor de agua (libre de aceites)	0.0001
Refrigerantes (líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001
Aire	0.0004

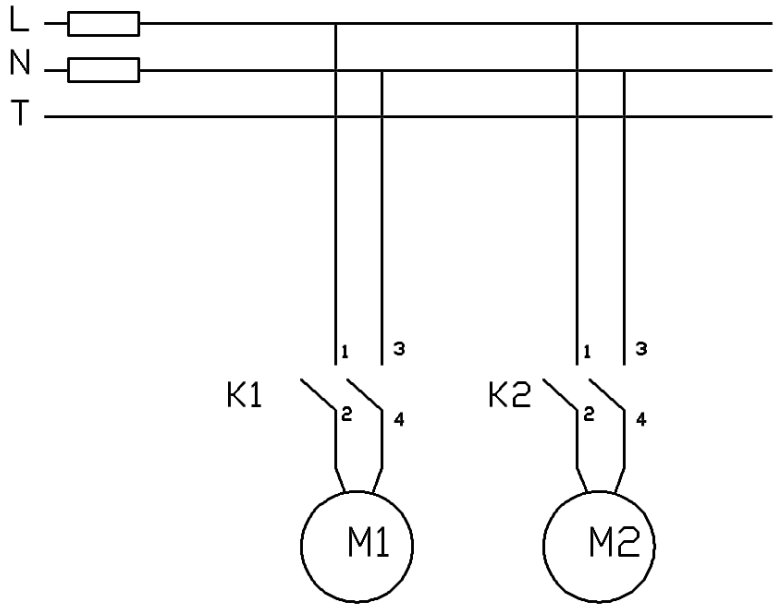
Tabla 32: Factores de incrustación (Peñaloza Pérez, y otros, 2009)

ANEXOS 2:

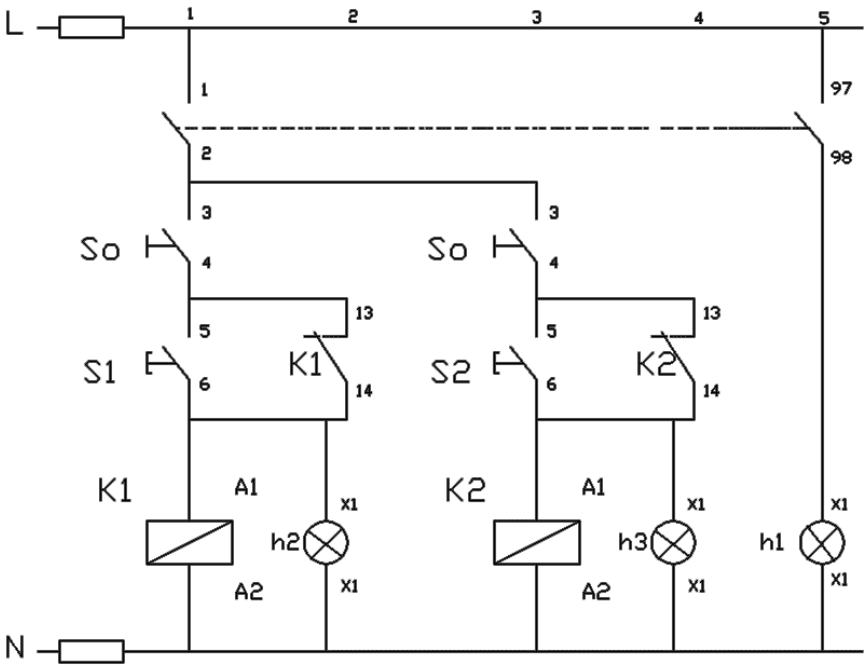
ESQUEMAS DE CONTROL

ESQUEMA 1: DIAGRAMA ELÉCTRICO

Circuito de fuerza para las bombas del banco de pruebas

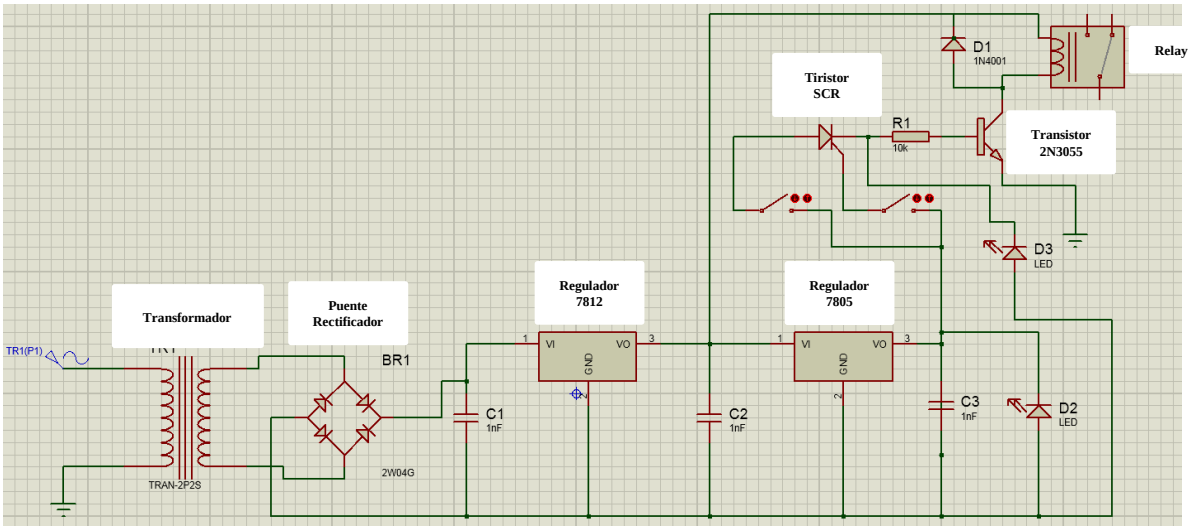


Circuito de mando para las bombas del banco de pruebas

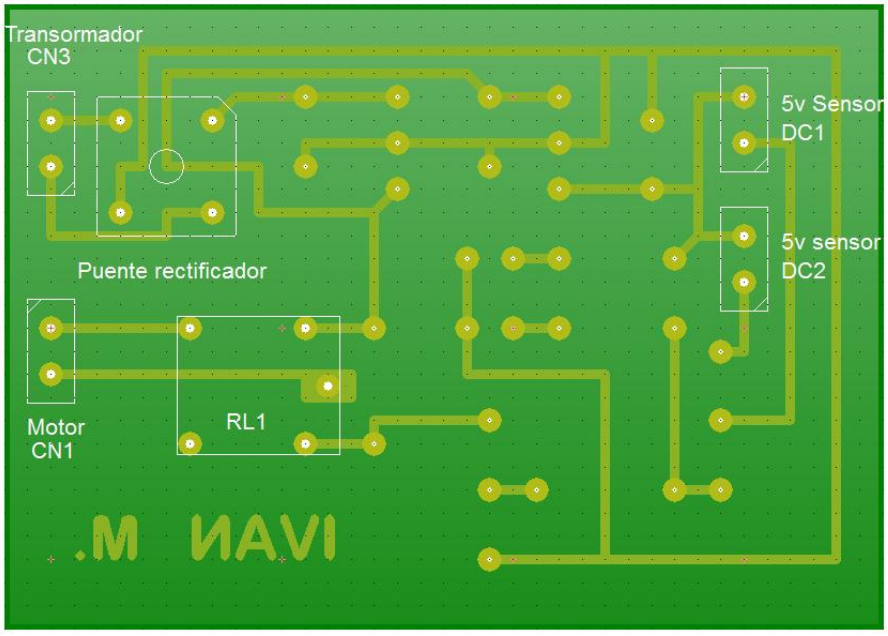


ESQUEMA 2: CIRCUITO ELECTRÓNICO DE CONTROL DE NIVEL DE LA BOMBA DE ALIMENTACIÓN

Circuito en programa Proteus

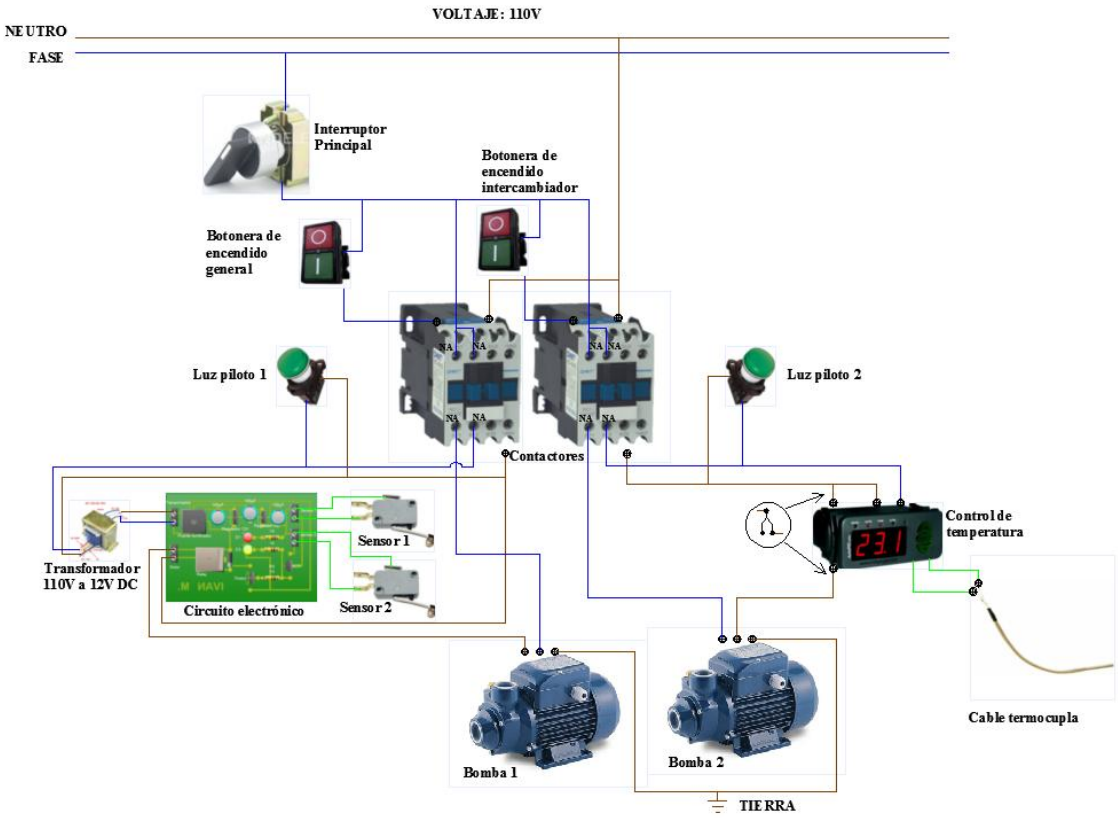


Placa impresa



ESQUEMA 3: DIAGRAMA PICTÓRICO

Conexión de elementos de control del banco



ANEXO 3:

FOTOS Y ESQUEMAS

MESA DE SOPORTE DE LOS ELEMENTOS DEL BANCO DE PRUEBAS

Esquema 1 Parte inferior de mesa soporte

Esquema 2 Parte superior de mesa soporte

DISTRIBUIDOR O CABEZAL DE VAPOR

Foto 1Construccion de cabezal de vapor

Foto 2Cabezal de vapor completo

INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA

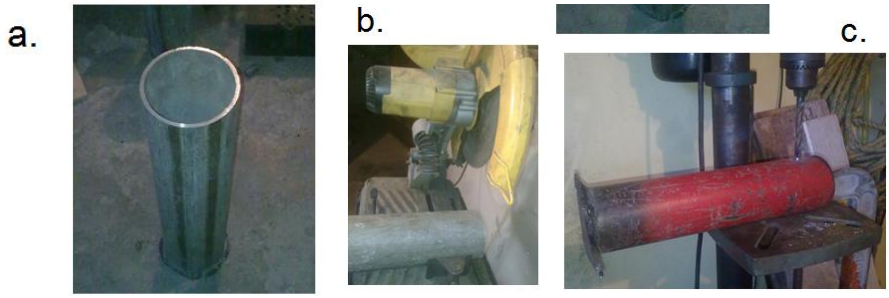


Foto 3Corte y soldado de la carcasa del intercambiador de Tubo y Coraza

Foto 4Trazado y perforación de tapa

Foto 5Corte circular de tapas

Foto 6Union de tapa tipo brida con carcasa

Foto 7Tubos unidos a tapa

Foto 8 Suelda de uniones a tapa

Foto 9Union de tubos y coraza

Foto 10Vista lateral e isométrica del intercambiador

SISTEMA DE CALEFACCIÓN (RADIADOR ALETADO)

Foto 11Corte de tubos y plancha de aluminio

Foto 12Corte de aletas

Foto 13Tubos y aletas

Foto 14Calefactor terminado

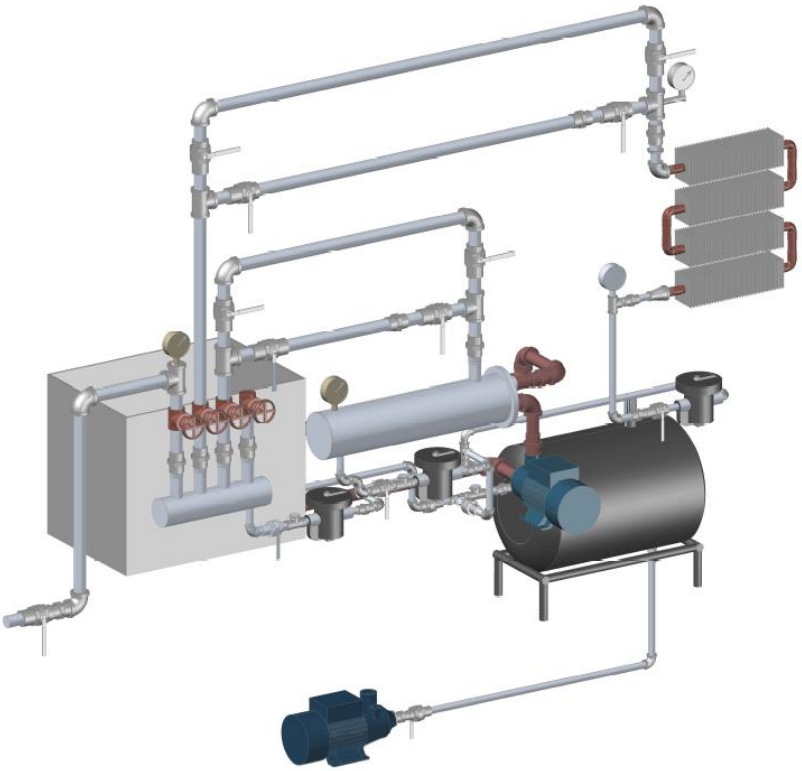
ELEMENTOS DEL BANCO DE PRUEBAS DE PLANTAS DE VAPOR

Foto 15Roscado y corte de tubería

Foto 16Montaje previo de piezas

Foto 17 Parte frontal del Banco Terminado

Foto 18Parte posterior del Banco Terminado



Esquema 3 Partes del banco de pruebas

CAJA DE CONTROL DE OPERACIÓN Y CIRCUITO ELECTRÓNICO DEL CALDERIN

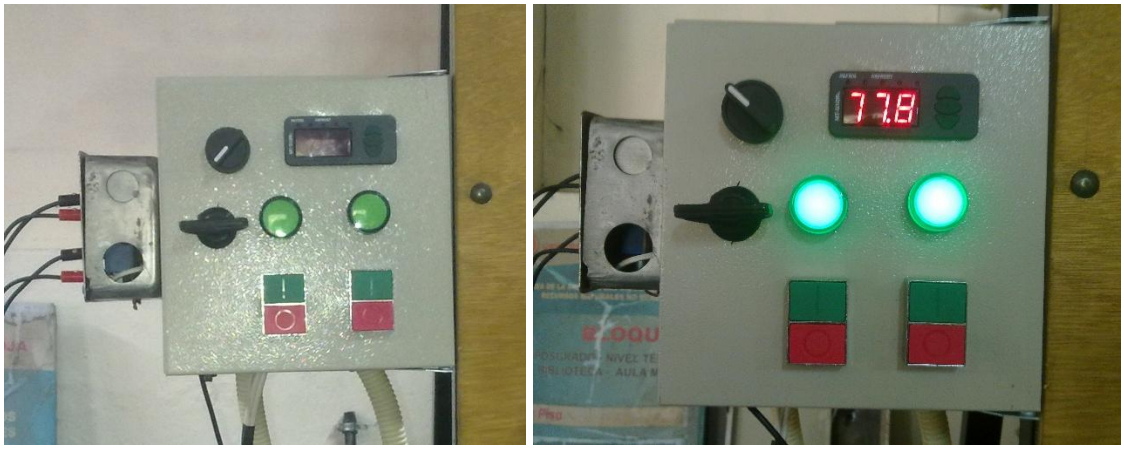


Foto 19Circuito eléctrico y electrónico

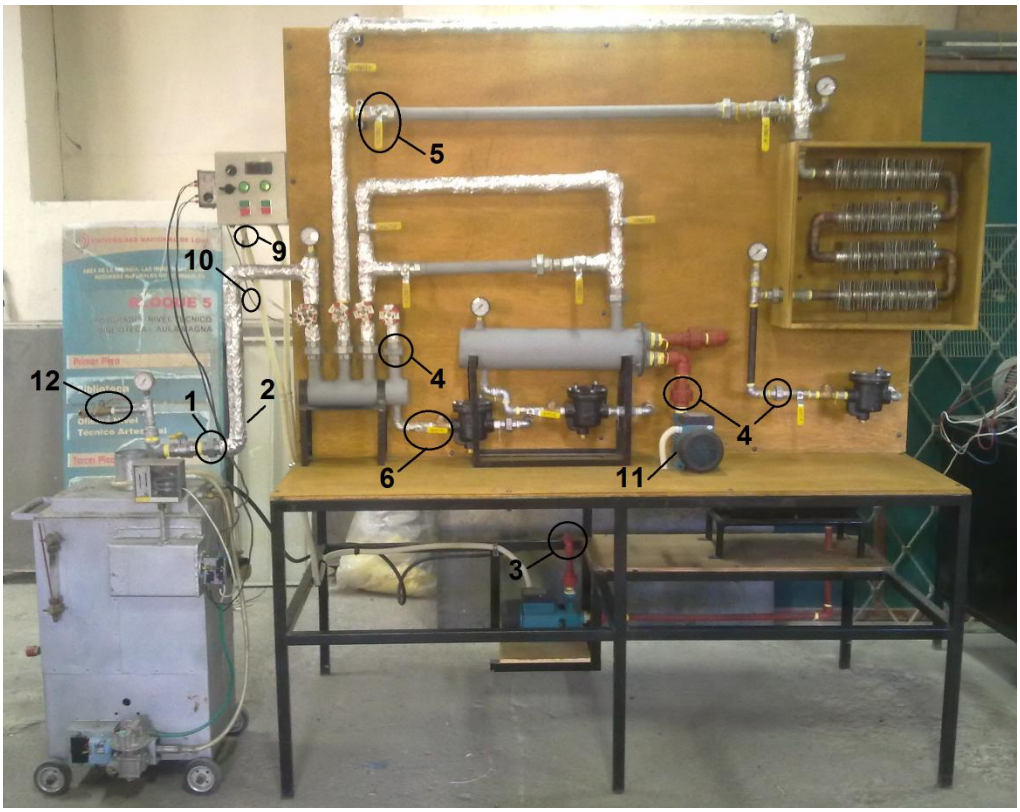
Esquema 4Circulacion de agua controlada por control electrónico de temperatura

ANEXO 4:

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

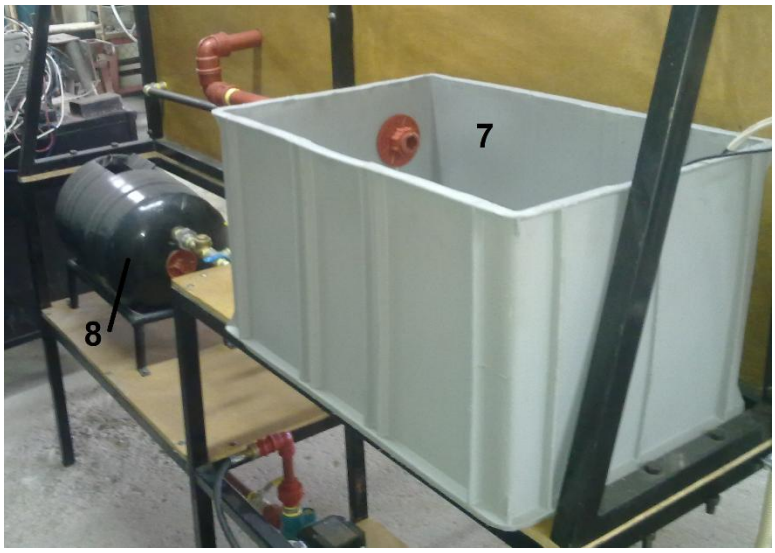
MANUAL DE OPERACIÓN

Para la correcta manipulación del banco de pruebas se recomienda seguir los pasos que se describirán a continuación, basados en la siguiente figura:



1. Acoplar el calderin (1) a la toma de alimentación de vapor del banco de pruebas (2), revisar que éste acople sea ajustado adecuadamente. Acoplar la tubería de alimentación de agua a la salida de la bomba (3) del tanque de retorno de condensado. Conectar la línea de alimentación de combustible del calderín a una red de servicio de GLP (si existiera, caso contrario la conexión se la realiza a un tanque comercial de GLP)
2. Verificar que los acoples (uniones universales) de los equipos y tuberías (4) estén correctamente ajustados para evitar fugas
3. Revisar el estado de las válvulas, las que regulan el paso del vapor (5) deben estar siempre cerradas, y las que regulan el paso del condensado (6) deben estar abiertas para evitar golpes de ariete. El estado de posición de las válvulas se detalla en el mango de estas.

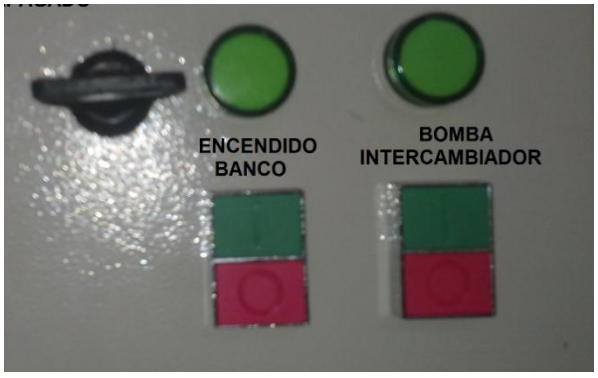
4. Llenar los tanques de agua. El tanque de retorno (7) de condensado se llenará hasta que la boya de la válvula de paso de las líneas de retorno de condensado flote de forma horizontal, éste punto es el 70% de su capacidad. El tanque de reserva (8), el cual servirá para la recirculación del agua a través del intercambiador de tubo y coraza, se lo llenará según las características de la práctica, pero es aconsejable llenarlo hasta cubrir la tubería de salida del intercambiador. Éste último está conectado al tanque de retorno de condensado por medio de una válvula, la cual puede ser abierta en el caso que fuera necesaria la reposición de líquido para alimentar el calderín.



5. Revisar que la toma de energía eléctrica de la caja de mando (9) esté conectada a una entrada de 110V. el interruptor principal debe estar en la posición de "Apagado".

6. Conectar el circuito electrónico de control de la caja de mando a los sensores de paro y encendido que se encuentran el calderín. Seguir el siguiente esquema:

7. Ubicar el sensor de temperatura (10) del control electrónico en el tanque de agua de reposición para controlar el encendido de la bomba (11). Éste control puede ser utilizado para medir temperaturas en el banco, útil en la realización de prácticas.
8. Encender el equipo con las respectivas botoneras de marcha y paro.



9. Al finalizar la práctica retornar el estado de las válvulas al estado inicial, apagar el equipo en el circuito de control y eliminamos la presión resultante en el calderín con la apertura de la válvula para purga de presión (12).
10. Revisar que las conexiones eléctricas y de control estén desconectadas, y desconectar el acople principal (1) de alimentación del calderín al banco.

MANUAL DE MANTENIMIENTO

El mantenimiento del equipo no es complejo, pero se deberá realizar un mantenimiento de tipo preventivo, el mismo se detalla a continuación:

- Realizar la limpieza externa del calderín y los elementos del banco de pruebas.

- Purgar el calderín antes de encenderlo, para evitar producir vapor que dañe a los equipos.

- Revisar el estado de la pila del calderín, y si es necesario realizar el cambio.

- Encender el banco de prueba, por lo menos una vez mensualmente, para evitar la acumulación de óxido en las tuberías.

- Limpiar con cuidado el polvo de los controles eléctricos y electrónicos, revise los contactos y que los cables estén correctamente conectados. Mantener siempre cerrada la puerta del gabinete de control.

- Debido a que el banco de pruebas no estará en funcionamiento periódico, se realizara la limpieza de las trampas de vapor semestralmente, para esta acción se debe retirar la tapa superior de la trampa de vapor y el filtro existente en la parte inferior.

- Desmontar y limpiar los intercambiadores de calor, en el caso del intercambiador de tubo y coraza se realizará la limpieza en el interior del intercambiador.

- Recoger el cable del sensor de temperatura, con la finalidad de evitar aplastamientos en la parte metálica, de esta forma se evitarán datos erróneos e interferencia en la recepción de datos.

- Revisar que los pernos que sujetan a los elementos del banco de pruebas y a los sensores en el calderín estén correctamente apretados.

ANEXO 5:

PLANOS